



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

VYSOKOVÝKLOPNÁ LOPATA DŘEVNÍ ŠTĚPKY

HIGH TIPPING SHOVEL FOR THE WOOD CHIPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Šulák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Petr Šulák**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Vysokovýklopná lopata dřevní štěpky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh konstrukce vysokovýklopné lopaty jako přídavného zařízení kolového nakladače. Vysokovýklopnou lopatou je manipulováno s materiálem typu dřevní štěpky.

Technické parametry zadání:

Objem lopaty cca na 5 m³.

Šířka lopaty 2650 mm.

Typ nakládacího stroje kolový nakladač Volvo L60.

Materiál k manipulaci dřevní štěpka.

Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše obdobných vysokovýklopných lopat jako přídavné zařízení nakladače.

Rešerše manipulovaného materiálu.

Koncepční návrh vysokovýklopné lopaty.

Rozměrové a funkční výpočtové návrhy parametrů.

Návrh komponent a použitých materiálů lopaty.

Silový rozbor zátěžných stavů a pevnostní kontrola.

Výkres sestavy vysokovýklopné lopaty.

Výkres podsestavy rámu.

Dílenské výrobní výkresy.

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebních strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita, 1996. Edícia skript. ISBN 8022708798.

VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 8023900242.

BAUER, František. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 9788086726526.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh vysokovýklopné lopaty určené na manipulaci se dřevní štěpkou. Využití vysokovýklopné lopaty se nachází hlavně v průmyslu, kde se manipuluje s lehkými a objemnými materiály. V teoretické části se věnuji rozdělení lopat dle umístění a počtu přímočarých hydromotorů, rozdělení štěpky dle kvalitativních parametrů, dle velikosti a způsobu drcení drtiči.

Následně je navrženo vlastní konstrukční řešení vysokovýklopné lopaty s jedním přímočarým hydromotorem umístěným v rovině symetrie lopaty. V konstrukčním řešení je brán ohled také na poznatky z rešeršní části a osobní komunikace se strojníky. Součástí této diplomové práce jsou výrobní výkresy a obrázky z 3D modelu z programu Autodesk Inventor 2021.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vysokovýklopná lopata, dřevní štěpka, rychloupínač, lopata, rám vysokovýklopné lopaty, nakladač Volvo L60H, příslušenství kolového nakladače, přímočarý hydromotor

ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is the construction plan of a high-tilt shovel designed for handling of wood chips. The high-tilting shovel is mostly utilised in industrial area, where light and bulky materials are handled. In the theoretical part I deal with the categorisation of shovels according to the location and number of linear hydraulic motors, the split of wood chips according to qualitative parameters, according to the size and the method of crushing.

Subsequently, the own design solution of a high-tilt shovel with one straight hydraulic motor placed in the direction of symmetry of the shovel is proposed. The design solution also takes into account the knowledge from the research part and personal communication with engineers. Part of this diploma thesis are production drawings and images from a 3D model of Autodesk Inventor 2021.

KEYWORDS

High tipping shovel, wood chips, quick coupler, shovel, high tipping shovel frame, Volvo L60H loader, wheel loader accessories, linear hydraulic motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠULÁK, P. *Vysokovýklopná lopata dřevní štěpky*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 87 s. Vedoucí diplomové práce Přemysl Pokorný.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Bc. Petr Šulák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu své diplomové práce Ing. Přemyslu Pokornému, Ph.D. za cenné rady, připomínky a odborné vedení při tvorbě této práce. Také bych chtěl poděkovat své rodině, obzvláště manželce, za trpělivost a podporu po dobu mého studia na VUT FSI v Brně.

OBSAH

Úvod	11
1 Cíle práce	12
1.1 Rešerše	12
1.2 Konstrukční část	12
2 Rešerše typů vysokovýklopných lopat	13
2.1 Rozdělení dle umístění přímočarých hydromotorů	14
2.2 Rozdělení dle typu a počtu hydromotorů	15
2.2.1 Použití dvou přímočarých hydromotorů	15
2.2.2 Použití jednoho přímočarého hydromotoru	15
2.2.3 Použití rotačních hydromotorů	16
2.3 Rozdělení dle směru vedení hydromotoru	17
3 Rešerše manipulovaného materiálu	18
3.1 Mechanické vlastnosti štěpky	18
3.2 Rozdělení štěpky	19
3.2.1 Zelená (lesní) štěpka	19
3.2.2 Hnědá štěpka (s kůrou)	19
3.2.3 Bílá štěpka	20
4 Specifikace stroje Volvo L60H	21
5 Vlastní konstrukční návrh	24
5.1 Konstrukce rámu	25
5.2 Konstrukce lopaty	29
5.3 Hydraulické prvky	32
6 Volba přímočarého hydromotoru	34
6.1 Výpočet činné plochy přímočarého hydromotoru	35
6.2 Výpočet síly PH	36
7 Minimální výška zdvihu vysokovýklopné lopaty	37
8 Kinematické schéma lopaty a rámu	38
9 Výpočet objemu materiálu podle normy	39
10 Výpočet těžiště	41
10.1 Hmotnost lopaty a rámu	41
10.2 Hmotnost manipulovaného materiálu	41
10.3 Těžiště lopaty a materiálu	42
11 Výpočet působících sil při vyklápění lopaty	44
11.1 Výpočet vzdálenosti těžiště od osy rotace	44
11.2 Velikost tíhové síly v závislosti na poloze lopaty	45
11.3 Síla PH potřebná k vyklopení materiálu	46

12	Výpočet trhací síly a klopného momentu.....	48
13	Výpočet rypné síly.....	50
13.1	Rypný a řezný odpor.....	50
13.2	Výpočet rypného odporu	51
13.3	Výpočet tažné síly při nájezdu nakladače do materiálu.....	51
14	Silový rozbor lopaty při nabírání	54
14.1	Výpočet síly v PH.....	55
14.2	Reakční síly v čepech	55
15	Kontrola čepů	59
15.1	Kontrola hlavního čepu.....	59
15.1.1	Měrný tlak.....	59
15.1.2	Ohyb.....	61
15.2	Kontrola čepů k uchycení PH	63
15.2.1	Měrný tlak.....	63
15.2.2	Ohyb.....	64
16	Pevnostní analýza.....	67
16.1	Nahrazení vazeb.....	67
16.2	Zatěžovací stavy	67
16.3	Zatížení lopaty	68
16.4	Zatížení rámu	73
	Závěr	78
	Použité informační zdroje	79
	Seznam použitých zkratk a symbolů	83
	Seznam příloh.....	87

ÚVOD

Při probírce lesů nebo plošné těžbě vzniká velké množství dendromasy a nehroubí, které je spíše vnímáno jako odpad a je ponecháno na místech těžby. Tato dendromasa má velký potenciál pro další využití. Jejím zpracováním se sníží riziko napadení lesů podkorním hmyzem, jelikož nedostane možnost nalézt zázemí pro rozmnožování v nehroubí a dřevních zbytcích. Štěpka zpracovaná dezintegrací nehroubí je využita např. pro vytvoření kompostů. Dřevní štěpka také nachází uplatnění v energetice, jako alternativní zdroj paliva pro výrobu energie, nebo v dřevozpracovatelském průmyslu při výrobě OSB desek.

Při transportu materiálu na krátké vzdálenosti se využívají velkoobjemové lopaty, ale mezi skládkami a zpracovatelskými provozy je potřeba materiál přepravovat nákladními automobily či vlaky. Pro nakládání těchto automobilů menšími kloubovými nakladači dochází k problému s nízkou výsypnou výškou. Pro pohodlné nakládání se tak využívá nakládacích ramp nebo vysokovýklopných lopat, jejichž konstrukční návrh je součástí této závěrečné práce.

1 CÍLE PRÁCE

Základní seznámení s cíli této závěrečné práce.

1.1 REŠERŠE

Teoretická část práce má vypracovanou kritickou rešerši týkající se rozdělení vysokovýklopných lopat a manipulovaného materiálu.

Vysokovýklopné lopaty jsou vyráběny českými firmami zabývajícími se přídatnými zařízeními pro stavební stroje, jejichž koncepty vyklápění, použité materiály na lopatě a objem lopaty na stejný stroj jsou rozdílné.

Vysokovýklopná lopata je přídatným zařízením pro kolový kloubový nakladač Volvo L60H. Obsahem práce je krátká specifikace stroje s parametry důležitými pro konstrukční část.

Materiál k manipulaci je dřevní štěpka. Její mechanické vlastnosti pro rozrušení materiálu jsou závislé na ročním období a také způsobu zpracování a skladování.

1.2 KONSTRUKČNÍ ČÁST

Objem lopaty – 5 m³.

Šíře lopaty přes břit – 2 650 mm.

Minimální výsypná výška – 4 000 mm.

Konstrukční návrh vysokovýklopné lopaty je vypracován včetně výkresové dokumentace. Provedení kontrolních výpočtů pro navrhované konstrukční prvky – čepy, přímočarý hydromotor. Konstrukce svařence lopaty a rámu s možností použití materiálu Hardox 450.

Provedení pevnostní kontroly lopaty a rámu se zátěžnými stavy v řešiči MKP.

2 REŠERŠE TYPŮ VYSOKOVÝKLOPNÝCH LOPAT

Na českém trhu se nachází krom známých mezinárodních firem i menší firmy, které se zabývají prodejem příslušenství na nakladače a stavební techniku. Mezi větší české firmy patří například: RENOMAG spol. s r.o., KAME-VM s.r.o., EBF s.r.o., NEKR SERVIS s.r.o. a další. Ceny lopat v zadané kategorii se pohybují od 100 000 Kč výše. Kvalita použitých materiálů se výrazně projevuje na ceně lopaty. Levnější varianty lopaty se vyrábí z materiálu jakosti S335, S235. Kvalitnější materiály jsou použity na nejvíce namáhaných prvcích lopaty, jakožto břít, boční břity, stabilizační desky apod. Tyto namáhaná místa jsou zesílena, navařena tvrdokovovým návarem či nahrazena oteruvzdornými materiály. Jedná se zejména o oteruvzdorné oceli tvrdosti 400 HB až 500 HB.

Vysokovýklopné lopaty nacházejí využití hlavně v průmyslu, kde se manipuluje s lehkými a objemnými materiály. Ze zadání této VV lopaty je manipulovaným materiálem dřevní štěpka, která je používána jako ozdobný prvek do zahrad nebo jedna ze základních složek OSB desek. Další využití nachází v bioplynových stanicích pro výrobu bioplynu či jako složka kompostu. Lehkými materiály jsou také plasty a všeobecně komunální odpad, který je v logistických centrech tříděn a nakládán na návěsy, které odvázejí odpad na skládky či do spaloven. V tomto případě je možné VV lopatu opatřit přídržným prstem nebo drapákem.

Toto přídatné zařízení je osazováno častěji na malé stroje, jejichž maximální výška zdvihu nedosahuje ani 4 m. Aby majitelé nemuseli kupovat větší nakladače či traktory, a zároveň mohli nakládat nákladní automobily, jejichž hrana korby dosahuje výšky 4 m, kupují vysokovýklopné lopaty pro snadnější manipulaci s materiálem a nemusejí tak využívat nakládacích ramp. Vyhláška č. 209/2018 Sb. § 7 omezuje maximální výšku jízdní soupravy tažného vozidla s návěsem, na pozemních komunikacích, na hodnotu 4,08 m. V těchto automobilech se štěpka, biomasa či odpad převáží mezi překladišti a místem zpracování. [1]



Obr. 1 Vysokovýklopná lopata Ulrich [24]

Vysokovýklopné lopaty je také možné využívat na překladištích stavebního materiálu. Zde mají vysokovýklopné lopaty jiná rizika a vyšší opotřebení abrazí. Hlavním rozdílem je minimálně o 1/3 nižší objem lopaty kvůli limitující maximální možné zdvihané hmotnosti nakladačem – omezení velikostí klopného momentu.

2.1 ROZDĚLENÍ DLE UMÍSTĚNÍ PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Při rozmístění přímočarých hydromotorů jsou rozlišována zejména dvě základní konstrukční řešení.

První varianta má umístěny dva přímočaré hydromotory po stranách lopaty, viz Obr. 1. Hlavní výhodou je jednodušší kompletace lopaty, kde nevzniká členitější dno náročnější na technologii svařování. Díky souvislé ploše nedochází tak často k ulpívání materiálu v rozích lopaty jako u druhého řešení (Obr. 2). Další výhodou je menší ztrátový objem lopaty v místech umístění hydromotorů. Nevýhodou této konstrukce je těžší a složitější nosný rám namáhaný více ohybem. Samotná lopata je tvořena tenkými plechy a při trhání materiálu dochází k většímu průhybu ve střední části lopaty. Nejrozšířenější použití tohoto řešení je do objemu 6 m³ a šíře lopaty přes břit 2 750 mm.



Obr. 2 Vysokovýklopná lopata Volvo [23]

Druhá varianta má konstrukci rámu v rovině zavěšení či těsně po stranách rychloupínače. Tím dochází k přenosu sil od břitu přímo na zavěšení rychloupínače a lopata netrpí tolik na ohyb ve směru jízdy. Nevýhodou této varianty je členitější dno lopaty. Jedná se zejména o místa, kde je umístěn rám vysokovýklopné lopaty a následně kapsa pro přímočaré hydromotory. Tyto místa jsou kritická u lepivých materiálů, kde dochází k jejich ulpívání v rozích. Jedná se zejména o řepové řízky, siláže a další organické, vlhké a lepivé materiály. Tento problém se také nachází u mokrých štěpek smíchaných s kůrou nebo u kompostu. Druhé řešení je častěji využíváno u čelních kolových nakladačů nad 15 t.

2.2 ROZDĚLENÍ DLE TYPU A POČTU HYDROMOTORŮ

Důležitým prvkem u vysokovýklopných lopat jsou hydromotory. Tyto akční členy zajišťují rotaci lopaty a tím spojené vyklopení nákladu z lopaty.

2.2.1 POUŽITÍ DVOU PŘÍMOČARÝCH HYDROMOTORŮ

Nejčastěji se vyskytují na trhu vysokovýklopné lopaty se dvěma přímočarými hydromotory. Až na výjimky jsou tyto hydromotory osazeny v rovině čepů rámu lopaty. Dvojice hydromotorů jsou osazeny přímo mezi rámem vysokovýklopné lopaty a samotnou lopatou anebo mezi rámem a lopatou může být kinematický člen, který funguje na principu páky a snižuje zástavbové rozměry hydromotoru. Díky dvěma hydromotorům se tlak rozdělí do dvou pístnic a průřez činné plochy přímočarého hydromotoru může být nižší než při použití pouze jednoho hydromotoru. Dvě pístnice přispívají k plynulejšímu vyklápění celé lopaty při nerovnoměrném rozložení nákladu v lopatě (lopata se nekříží).

2.2.2 POUŽITÍ JEDNOHO PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Umístění jednoho přímočarého hydromotoru se nachází v rovině symetrie lopaty. Přímočarý hydromotor je osazen nejčastěji s kombinací centrálního uložení lopaty. Využití tohoto konceptu se nachází zejména u menších nakladačů či u zemědělské techniky. Výhodou jsou nižší náklady na obrobení osazení čepů pro přímočarý hydromotor. Nevýhodou této varianty je vyšší tlak na stykových plochách čepů. Proto je použit na čepy kvalitnější materiál, např. 42CrMo₄ nebo hardoxové tyče. Kritické místo se nenachází v pístním oku válce, kde je problém řešen čočkovým ložiskem, ale v uložení čepu v lopatě.



Obr. 3 Vysokovýklopná lopata s hydromotorem uprostřed [36]

2.2.3 POUŽITÍ ROTAČNÍCH HYDROMOTORŮ

S vyššími nároky zákazníků se začínají používat rotační hydromotory ve vyšší míře. Nejedná se pouze o tiltrotátory, powertilty nebo naklápění svahové lžíce. Použití je viděno i na lopatách 4v1 a podkopových lžících viz Obr. 4. Výhodou jsou zejména zástavbové rozměry, nižší požadavky na pravidelnou údržbu a nižší riziko mechanického poškození. Postupně se tento trend přenáší i k vysokovýklopným lopatám.



Obr. 4 Klapačka do podkopové lžíce [22]

Řešení VV lopaty s rotačními hydromotory má patentované firma ORO-HSK DE, kde rotační hydromotory jsou umístěny po stranách lopaty Obr. 5. Rotační hydromotory vysokovýklopnou lopatu nesou a zároveň s ní i otáčejí. Výhodou použití rotačních hydromotorů je nastavitelná délka a rychlost kroků, stálý krouticí moment během celé doby vyklápění, nenáročnost na údržbu a nižší riziko na prolínání hydraulického oleje – nehrozí riziko poškrábání pístní tyče. Nevýhodou této varianty je vysoká pořizovací cena hydromotoru, která často přesahuje polovinu ceny lopaty.



Obr. 5 Vysokovýklopná lopata ORO [25]

2.3 ROZDĚLENÍ DLE SMĚRU VEDENÍ HYDROMOTORU

Při použití přímočarých hydromotorů máme na výběr ze dvou typů uložení os hydromotoru vůči hlavnímu čepu rotace a rámu.

První možností je uložení přímočarého hydromotoru tak, že hydromotor tlačí od středu otáčení lopaty směrem ven Obr. 6. Druhou možností je vedení hydromotoru ve směru ke středu otáčení lopaty Obr. 2.

Porovnáním těchto dvou možností je nutné uvážit, jaký ztrátový objem lopaty a jakou maximální velikost přímočarého hydromotoru jsme ochotni použít. Při použití první varianty dochází zpravidla k vyššímu ztrátovému objemu. Pístnice použitá v tomto případě je menšího průřezu, avšak delšího chodu. Hrozí zde vyšší riziko na vylomení pístní tyče, ale tlak v pístním oku bývá významně nižší při stejných podmínkách než ve druhé variantě.

Druhá varianta je využívána při nižším ztrátovém objemu a výhodou je nižší riziko ulpívání materiálu v prostoru okolo kapes nežli při první variantě. Při působení stejných sil na břit lopaty musí pro zachování maximálního tlaku v okruhu použít větší vnitřní průřez pístního válce. Vyšší síly působící na pístní tyč podmiňují větší průměr pístní tyče. Toto řešení s ohledem na přímočarý hydromotor je cenově náročnější.

Pro dodržení maximálního stykového tlaku mezi pístním okem a pístním čepem musí být použit větší průměr čepu, jehož povrch je kalený.



Obr. 6 Vysokovýklopná lopata EBF [37]

3 REŠERŠE MANIPULOVANÉHO MATERIÁLU

Dřevní štěpka nachází uplatnění zejména v energetice. Využití jako alternativní zdroj paliva pro získávání energie se rozvíjí v elektrárnách na tuhá paliva, spalovnách a teplárnách. Používané dřeviny pro tvorbu energetické biomasy jsou např. rychle rostoucí topol, vrby, paulovnie atd. Tyto speciálně modifikované dřeviny jsou šlechtěny pro maximální objemový přírůstek během vegetační doby. Při výsadbě klonů je počítáno se sklizením plantáže zpravidla do 7 let od výsadby. „Plantáž rychle rostoucích dřevin je zákonem definovanou zemědělskou kulturou a lze ji pěstovat na zemědělské půdě. Není tedy nutné žádat o vyjmutí pozemku ze zemědělského půdního fondu dle podmínek zákona č. 334/1992 Sb., o ochraně zemědělského půdního fondu tak, jako tomu bývalo v minulosti.“ [2]

Hlavním zdrojem štěpky je lesní těžba, kde jako sekundárním produktem po těžbě kulatiny vznikají těžební zbytky, které je potřeba dále zpracovat a uklidit kvůli omezení množení podkorního hmyzu. Objem těžebních zbytků dosahuje až 60 % z veškeré vyprodukované biomasy. Tato hodnota se mění a se stářím porostu klesá. Jedním ze způsobů zpracování je drcení, kde výsledným produktem se stává štěpka, která se dále využívá při kompostování, výrobě kůrových substrátů nebo jako dekorace a zároveň měkká dopadová plocha na dětských hřištích. Během kůrovcové kalamity je nutno nehroubí pálit či jinak zpracovávat v těžené oblasti a zabránit v dané lokalitě k dalšímu množení podkorního hmyzu. [3], [4]

3.1 MECHANICKÉ VLASTNOSTI ŠTĚPKY

Základní dělení štěpky závisí na kvalitě, stavu vstupního materiálu a požadavcích zákazníka. Přesné kritéria pro třídění štěpky do kvalitativních tříd je uvedeno v normě ČSN EN ISO 17225-4 Tuhá biopaliva – Specifikace a třídy paliv – Část 4: Tříděná dřevní štěpka. Velikost štěpky se odvíjí od stroje zpracovávajícího štěpku. Velikost strojně krácené štěpky je v rozmezí 3÷250 mm. Tento rozdíl je zobrazen na Obr. 7, kde štěpka vlevo je drcena nožovým drtičem a štěpka vpravo vzniká zpracováním kladivovým drtičem. Sypná hmotnost materiálu závisí na době těžby materiálu, kdy objem vody při letní těžbě činí více než 55 % z celkového objemu. Jednotlivé měření vzorků je uvedeno v Tab. 1. Výhřevnost vysušené štěpky dosahuje 19 MJ·kg⁻¹. [5]

Tab. 1 Souhrn výsledků jednotlivých zkoumaných vzorků [6]

<i>Vzorek/ Chemicko – fyzikální vlastnosti</i>	<i>Listnatá štěpka</i>	<i>Dřevařská štěpka</i>	<i>Lesní štěpka</i>	<i>Listnatá štěpka – topol</i>
Vlhkost [%]	43,35	41,02	47,74	44,23
Sypná hmotnost [kg·m ⁻³]	330	280	320	300
Střední velikost zrna [mm]	8,88	13,23	8,75	9,40

Pro stanovení sypané hmotnosti biomasy platí norma ČSN EN ISO 17828 (838215) Tuhá biopaliva – Stanovení sypané hmotnosti. [7]

Značnou nevýhodou štěpky, jako alternativního zdroje paliva, je problém dlouhodobého skladování. Rozhodujícím faktorem pro skladování je vlhkost materiálu. Max. doporučená doba pro skladování je 6 měsíců. Jedním z problémů skladování jsou hnilobné procesy a tlení materiálu. V extrémních případech je štěpka schopna, díky vysokým teplotám z biologických reakcí, samovznícení. Při dlouhodobějším skladování (nad 3 měsíce) je štěpka sušena a skladována v halách nebo ve venkovních prostorech se zastřešením.

3.2 ROZDĚLENÍ ŠTĚPKY

Drcená štěpka je tříděna do kategorií dle kvality vstupního materiálu: druhu dřeviny, zastoupení dřeva, kůry, asimilačních orgánů či plodů. Poměry mezi jednotlivými složkami závisí také na ročním období těžby. [8]



Obr. 7 Rozdíl drcení: nožový drtič – vlevo, kladivový drtič – vpravo [26]

3.2.1 ZELENÁ (LESNÍ) ŠTĚPKA

Lesní štěpka vzniká dezintegrací nehroubí a lesních zbytků, které obsahují stromovou zeleň, kůru, dřevo a mechanické nečistoty. Pro vysoký obsah vody a s tím spojené zvýšené riziko hniloby se přidává štěpka k dalším biologickým materiálům pro tvorbu kompostů a také je využita v bioplynových stanicích. Zpracováním klestí a dalších těžných zbytků vzroste výnos dendromasy o více jak 20 %. Dále se zjednoduší prostupnost těžnou lokalitou a sníží se riziko výskytu lýkožrouta. [9], [10]

3.2.2 HNĚDÁ ŠTĚPKA (S KÚROU)

Hnědá dřevní štěpka je směsí dřevní hmoty a kůry bez asimilačních orgánů. Vzniká zejména drcením odřezků z pil, pařezů, kmenů či znehodnocené kulatiny hnilobou. Přímo pro komerční využití je prodávána mulčovací kůra, která vzniká podrcením zbytků dřeva a kůry z kulatiny. Dřevní hnědá štěpka nachází uplatnění při výrobě dřevotřískových desek. Hnědá štěpka horších kvalit je používána v teplárnách či elektrárnách pro výrobu energie.

3.2.3 BÍLÁ ŠTĚPKA

Bílá štěpka vzniká drcením odkorněného materiálu, který nebyl přímo zpracován. Jsou to odřezky z desek a hranolů, krajiny, dřevo s lehkou hnilobou apod. Využití nachází hlavně při výrobě dřevotřísek a OSB desek.



Obr. 8 Výroba OSB desek [27]

4 SPECIFIKACE STROJE VOLVO L60H

Kolový kloubový nakladač Volvo L60H s provozní hmotností 11÷13,6 t je dodáván standardně s lopatou WLA86402 GP 2.1 m³ HD H BOE.

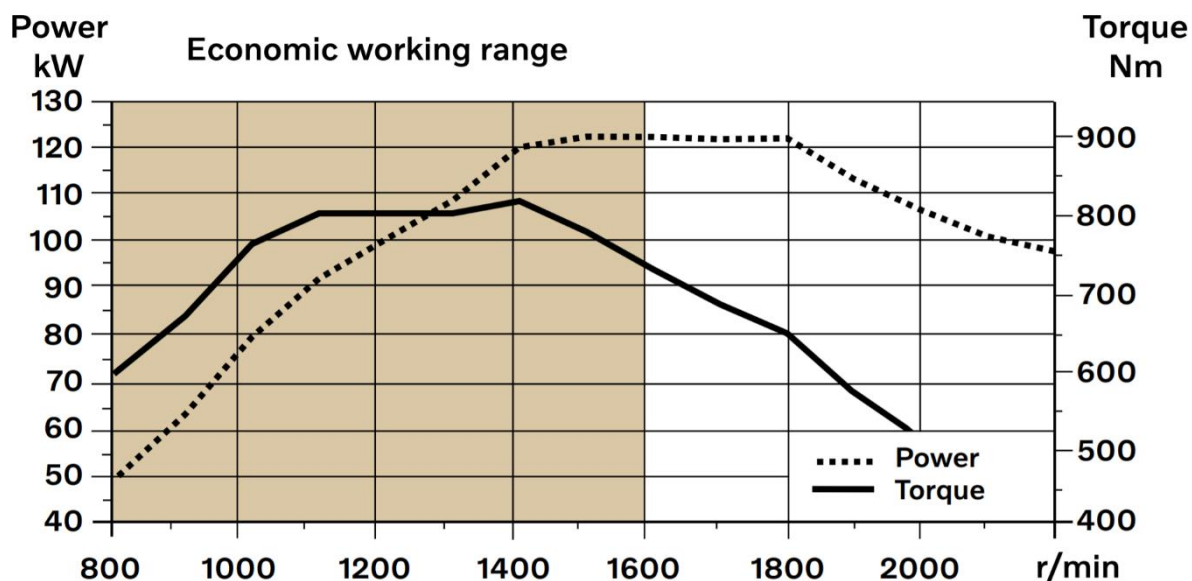


Obr. 9 Volvo L60H [13]

Volvo L60H je poháněno elektronicky řízeným, řadovým, vznětovým šestiválcem o zdvihovém objemu 5,7 litrů, který je zařazen v emisní třídě Stage 4, což vyhovovalo požadavkům emisních předpisů do roku 2020. Systém přímého vstřikování paliva Common rail zajišťuje i v nízkých otáčkách motoru vysoký točivý moment. Maximální točivý moment 820 Nm při 1 400 min⁻¹. V ideálních pracovních otáčkách v rozmezí 800÷1 600 min⁻¹ dosahuje motor výkonu až 123 kW.

Pohyb stroje zajišťuje automatická převodovka Volvo Automatic Power Shift s hydraulickým měničem, která plynule řadí mezi čtyřmi rychlostními stupni v různých režimech dle zatížení stroje.

Přední náprava stroje je pevná, zadní náprava je výkyvná. Elektrohydraulicky uzamykatelná uzávěrka diferenciálu a světlá výška 470 mm zajišťuje stroji průchodnost kluzkým i náročným terénem. Maximální rychlost s pneumatikami 20.5 R25 činí 46 km·h⁻¹. Nakladač je osazen mokřými lamelovými brzdami.



Obr. 10 Specifikace motoru Volva L60H [12]

Stroj má paralelní TP kinematiku, která s použitím rychloupínače poskytuje všestranné použití jak na stavbě, tak v překladištích či skladech. Hlavní výhody TP kinematiky se projeví u práce s paletizačními vidlemi, kdy manipulovaný materiál během celé doby zdvihu ramene zůstává ve vodorovné poloze. TP kinematika slučuje výhody paralelního vedení a Z kinematiky, která má až o 40 % vyšší trhací sílu než paralelní vedení. Stroj při osazení standartní lopaty dosahuje maximální výsypné výšky 2 800 mm.



Obr. 11 Rychloupínač WLA85345 Volva L60H [28]

Rychloupínač od firmy Volvo poskytuje stroji možnost upnutí rozmanitého příslušenství a možnost rychlé a jednoduché výměny, často z pohodlí kabiny. Volvem dodávaný upínač je univerzální a lze jej upnout na čelní kolové nakladače Volvo typů L60÷L120. Pro manipulaci s paletami nebo kulatinou na skládkách lze na nakladač upnout paletizační vidle či drapák. Připojit lze i zametač nebo sněžný pluh. Homologovaný nakladač s neseným příslušenstvím se používá při údržbě pozemních komunikací v různých ročních obdobích.



Obr. 12 Kolový nakladač Volvo L25F se zametačem Holms SL-2.0 [29]

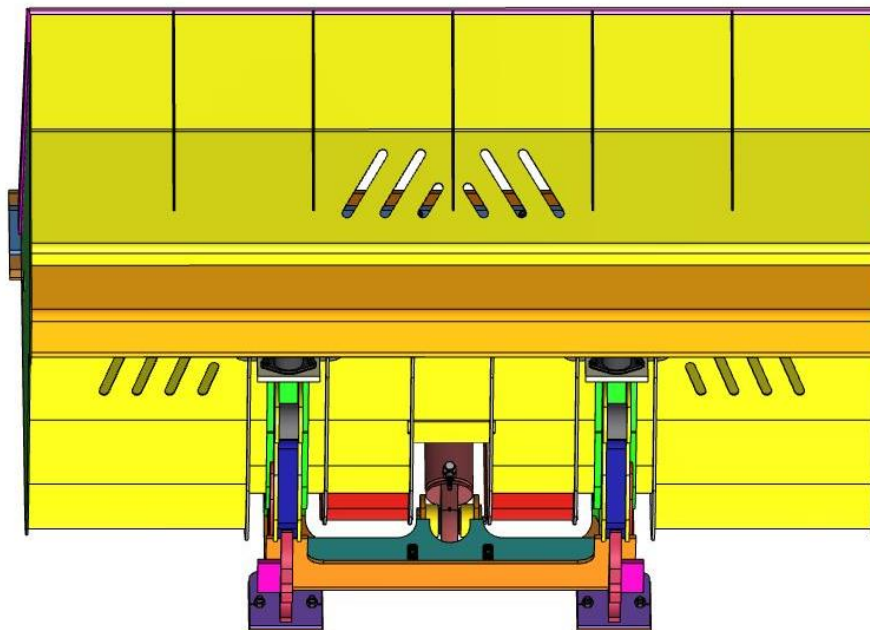
5 VLASTNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Po zmapování trhu a vyhodnocení zjištěných poznatků, je pro zadané parametry vysokovýklopné lopaty zvolen koncept lopaty s jedním přímočarým hydromotorem působícím ve směru ke středu otáčení. Na lopatě jsou použity materiály Hardox a Strenx. Výhodou Hardoxu je otěruvzdornost, která pomůže prodloužit životnost lopaty vůči abrazi.

Rám lopaty je tvarován na zavěšení rychloupínače Volvo WLA85345 (Obr. 11). Použití rychloupínače obsluhuje výrazně ušetří čas při výměně příslušenství. Při montáži lopaty je od strojníka vyžadováno zapojení rychlospojek lopaty do hydraulického systému stroje. Mazací místa na rámu jsou přizpůsobena tak, aby zde byl co nejsnadnější přístup při co nejmenší námaze strojníka v případné manipulaci se strojem nebo příslušenstvím.

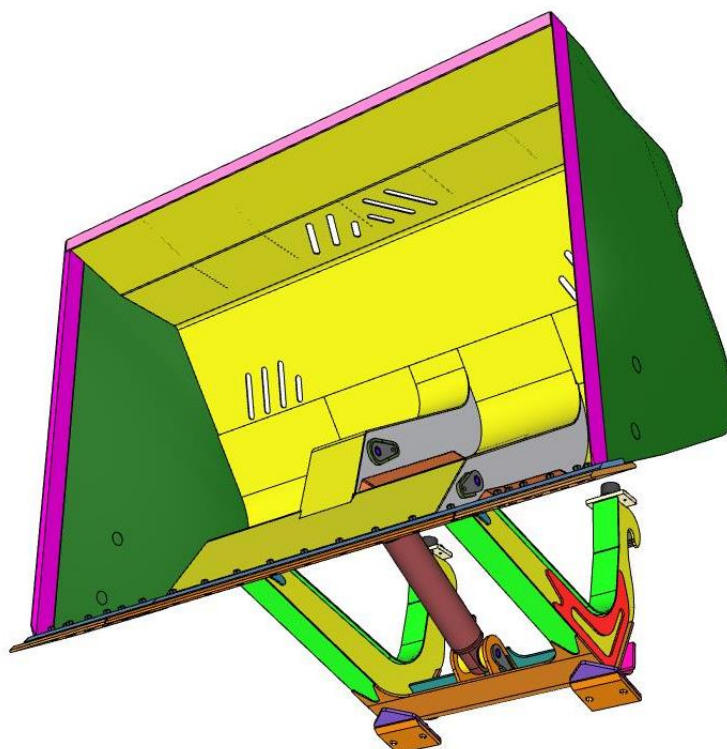
Spojení mezi rámem a samotnou lopatou je nejvíce namáhaným rotačním spojem na celé lopatě. V rámu lopaty jsou nalisována výměnná ocelová pouzdra. Drážky uvnitř pouzder zajišťují rozvod maziva rovnoměrně kolem celého čepu. Mazací otvory s drážkou v pouzdru navazují na otvor se závitem M10x1, ve kterém je našroubována kulová mazací hlavice.

Použité čepy na vysokovýklopné lopatě jsou vyrobeny z materiálu 42CrMo4. Na konci čepu je navařen nos, který svým tvarem zabraňuje rotaci kolem vlastní osy. Pro vymezení axiálního pohybu je čep zajištěn šroubem M20 skrz hardoxovou podložku.



Obr. 13 Pohled strojníka

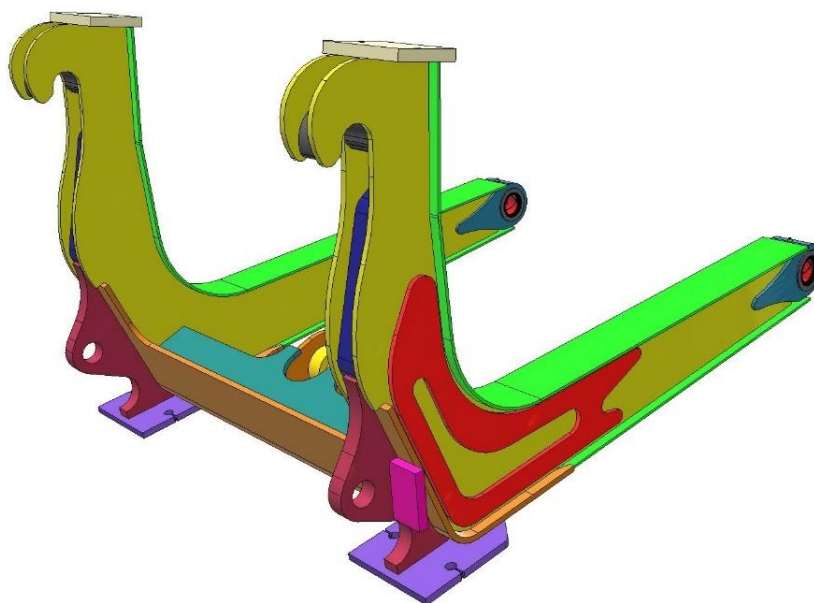
Konstrukce lopaty je přizpůsobena technologickým možnostem výroby a tvar s průhledy na břit (Obr. 13) přináší strojníkovi vyšší rozhled při obsluze stroje a kontrolu nabírání manipulovaného materiálu. Při manipulaci se sypkými materiály lze tyto průhledy zacetit přidáním tvarových plechů.



Obr. 14 Pohled na VV lopatu PS

5.1 KONSTRUKCE RÁMU

Při navrhování konstrukce rámu je brán ohled na jednoduchost výroby a snížení hmotnosti. S ohledem na náklady jsou preferovány metráže, výpalky, ohnuté plechy. Z hlediska úspory hmotnosti je na namáhané díly použit plech z materiálu Hardox 450. Odlehčení lopaty má také vliv na dlouhodobou ekonomiku provozu stroje. Redukcí mrtvé váhy je zvýšena maximální možná hmotnost zvedaného materiálu než nastane klopení stroje.

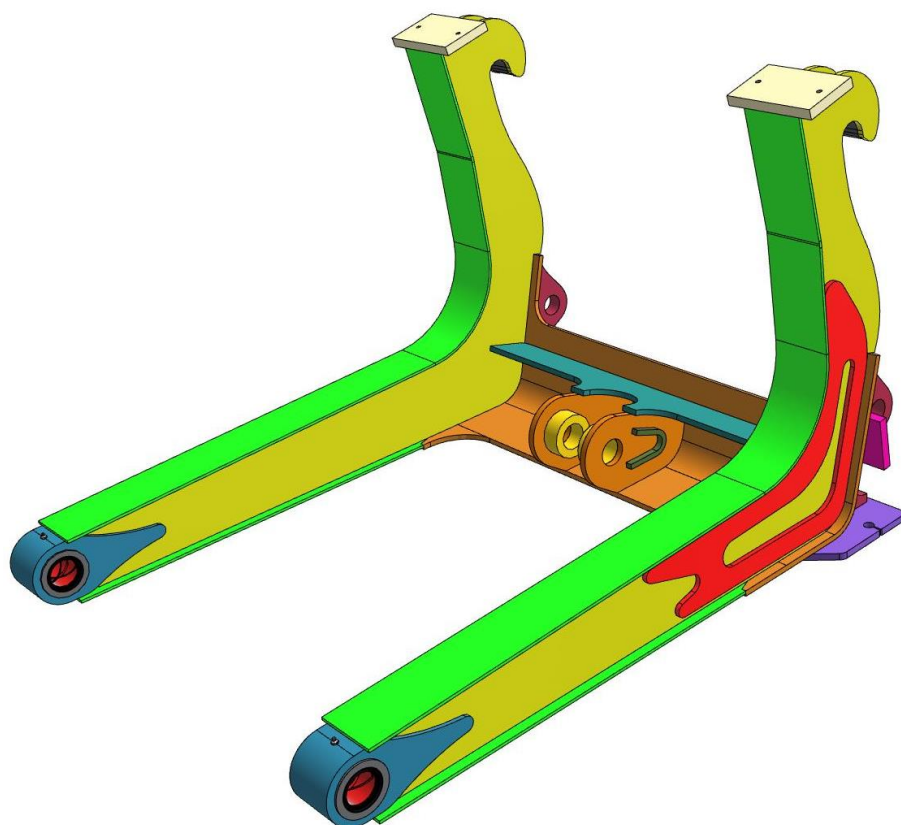


Obr. 15 Rám vysokovýklopné lopaty LZ

Základními nosnými prvky rámu jsou nosná ramena, což je tvarový výpalek tl. 12 mm (kanárková barva). V kritických místech zjištěných analýzou v MKP programu Nastran je rám vyztužen přivařením výpalku tl. 10 mm (červená barva).

Šířka ramen rámu je limitována upínacími rozměry pro rychloupínač Volvo. V oblasti háku na zavěšení je prostor mezi plechy vyplněn výpalkem z materiálu S355 (šedá barva). Zvětšením kontaktní plochy je docíleno nižšího opotřebování – vymačkání rychloupínače.

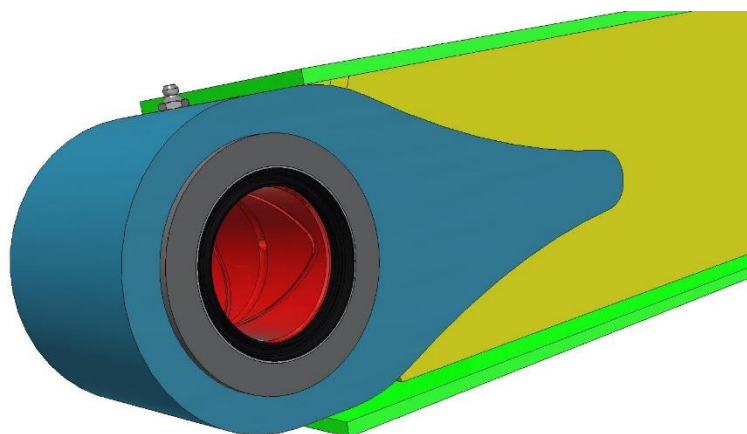
Nosná ramena jsou z vrchní i spodní strany ztužena pásnicemi (světle zelená). Důvodem použití pásnic je také zamezení ulpívání, zapříčeni a následné temování manipulovaného materiálu mezi samotnými nosnými rameny. Vzniká tím ale problém při nahromadění vody uvnitř této dutiny v zimních měsících, kdy voda může způsobit vydutí či prasknutí nosného ramene. Proto mezi nosná ramena v oblasti mezi hákem zavěšení a domkem je vevařena výplň (tmavě modrá), která uzavře vnitřní dutinu a zabrání možnosti vnikání bláta, pilin či vody.



Obr. 16 Rám vysokovýklopné lopaty PV

U spodního závěsu na rychloupínač (purpurová) jsou přivařeny dorazy (nachová), které slouží pro snadnější montáž a uchycení lopaty na stroj. Minimální výška středu díry od země je limitována velikostí a výrobcem upínače. Samotný závěs je přivařen k ramenům přes nosník, který je tvořen ohybkem tvaru L (jantarová) a tvarovým výpalkem (tyrkysová). Svařením těchto výpalků vzniká domek, ve kterém jsou navíc vevařena zavěšení pro přímočarý hydromotor.

Domek je centrální nosnou částí, ve které se nachází uložení čepu pro zajištění přímočarého hydromotoru. Samotné zavěšení je svařenec z výpalků, a to ze zavěšení pro přímočarý hydromotor (tmavě oranžová), pouzder (okrová) pro zvětšení stykových ploch čepu a tvarového výpalku aretace čepu (olivová). Nos čepu v uložení tvarového výpalku se uzamkne a omezuje rotaci čepu kolem vlastní osy.



Obr. 17 Detail uložení pouzdra

V přední části rámu se nachází zavěšení pro lopatu (azurová). Tento výpalek má vnitřní díru obrobenou pro vyměnitelné ocelové pouzdro (červená). Hlavní předností tohoto řešení jsou dvě drážky uvnitř ocelového pouzdra, které zajišťují ideální rozvod plastického maziva kolem celého čepu. Povrchově kalená uhlíková ocel s houževnatým jádrem má tvrdost povrchu více jak 500 HB a snáší vysoká zatížení i rázy při nízkých rychlostech otáčení. Pouzdra mají vysokou odolnost vůči abrazi a dlouhý domazávací interval. Nespornou výhodou je snadná repase. Při výrazném opotřebení zavěšení je vymačkané pouzdro vyjmuto a na téže místo se nalisuje nový kus ze skladu. Výměnné pouzdro zjednodušuje výrobu, kde v případě použití samotného výpalku vznikají další náklady pro broušení vnitřních stykových ploch s případnou povrchovou úpravou. S tímto konstrukčním řešením je spojen požadavek na vyšší jakost použitého materiálu pro výpalek.



Obr. 18 Kluzné pouzdro z vinutých vláken [30]



Obr. 19 Kluzné bronzové pouzdro s grafitovými vložkami [31]

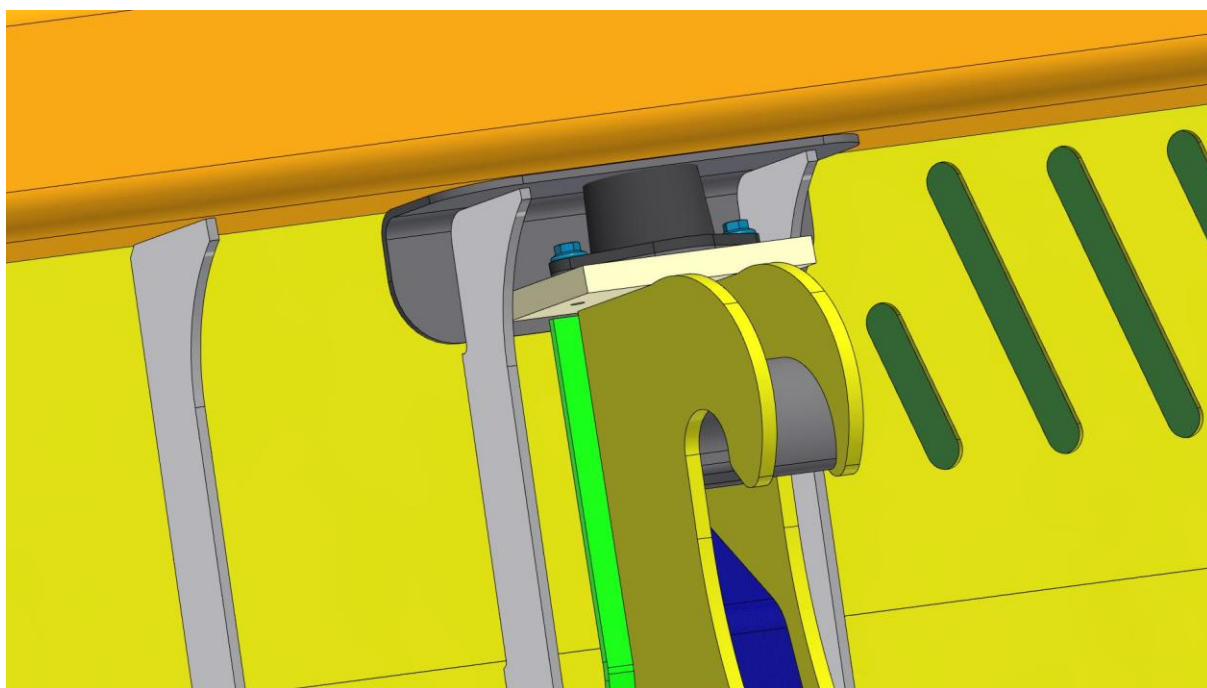
Zvažovanou alternativou pro ocelová pouzdra jsou taktéž kluzná pouzdra z vinutých vláken (Obr. 18), která jsou zamítnuta z důvodu vysoké pořizovací ceny. Nevýhoda vinutých vláken se projevuje v zimním období v provozech s těžkou aplikací, kde se vinutá vlákna vydrolují.

Maximální odolnost proti zatížení je až 620 MPa. Naopak výhodou použití vinutých vláken je delší doba samomaznosti, a tím lze prodloužit životnost čepu uloženého v tomto pouzdře. Při dobře utěsněném vinutém pouzdře, kde je zabráněno vnikání prachu a abrazivních částic do pouzdra, je životnost ocelového pouzdra a pouzdra z vinutého vlákna obdobná.

Kluzné pouzdra z litého bronzu s grafitovými hnízdy (Obr. 19) dočasně nahradí nedokonalost mazání, ale jsou zamítnuta z hlediska zástavbových rozměrů. Pro požadovaný rozměr šíře je nutno použít dvou bronzových pouzder. Tento problém je možné vyřešit pořízením zakázkových pouzder dle požadavků zákazníka, ale varianta zakázkových pouzder je ekonomicky náročná. Navíc problém s rovnoměrnou distribucí plastického maziva kolem čepu by se zcela nevyřešil. V neprospěch bronzových pouzder je o polovinu nižší tvrdost povrchu a s tím spojené dřívější vymačkání materiálu oproti pouzdrům ocelovým.

Kulová mazací hlava (světle šedá na Obr. 17) je pro obsluhu snadno přístupná. Díky závit M10x1 lze maznici snadno vyměnit za plochou mazací hlavu podle přání zákazníka. Napojení těchto mazacích bodů na centrální mazací systém je výrazně neekonomické.

Proti vnikání prachových částic do prostoru pouzdra a k zabránění unikání plastického maziva ven je prostor pouzdra s venkovním prostorem oddělen těsnícím kroužkem hřídele (guferem, černá barva na Obr. 17)



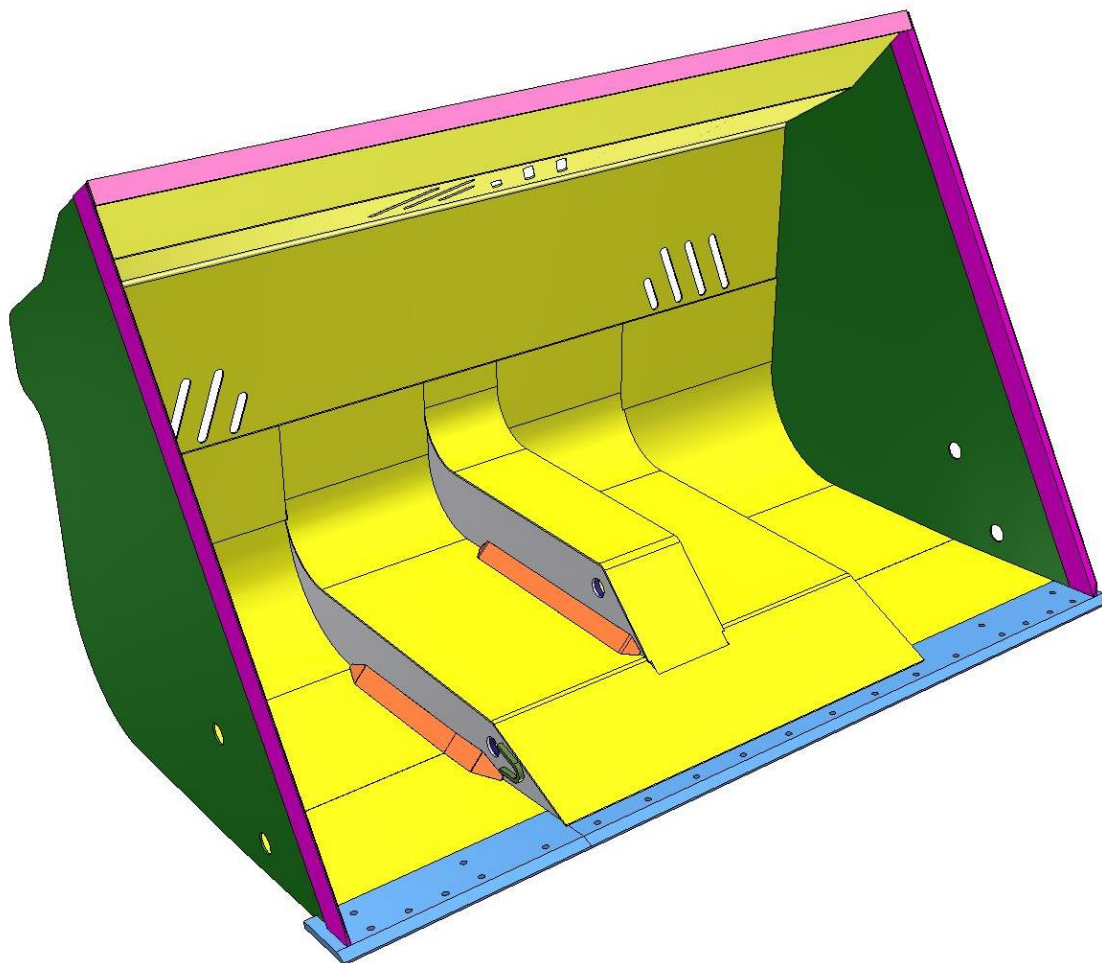
Obr. 20 Detail dorazu lopaty

Při zavírání lopaty je potřeba vymezení polohy uzavření lopaty. Tento požadavek je vyřešen na Obr. 20. Při dosedání lopaty do polohy pro nabírání materiálu se domek lopaty (oranžová) v místech zesílení domku (tmavě šedá) opře o silentbloky (černá) a dojde k vymezení polohy. Tyto dorazy jsou umístěny v horní části rámu a nepohybují se vůči rámu. Pro vymezení výrobních vůlí lopaty vůči rámu jsou mezi silentblok a dorazovou desku (slonovinová) umístěny podložky, které se vyrábí až při sestavování lopaty dle skutečných rozměrů

požadované tloušťky. Dorazová deska je vyrobena se závitovými otvory pro šestihranný šroub s límcem DIN 6921 M12x40-8.8 (nebeská modrá).

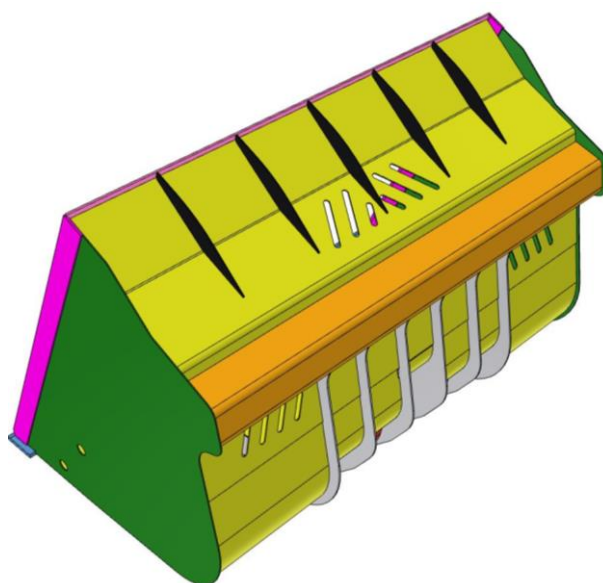
5.2 KONSTRUKCE LOPATY

Lopata je navržena dle parametrů zadání ZP. Šířka břitu 2 650 mm, celkový objem lopaty 5 m³. Manipulovaným materiálem lopaty je dřevní štěpka.



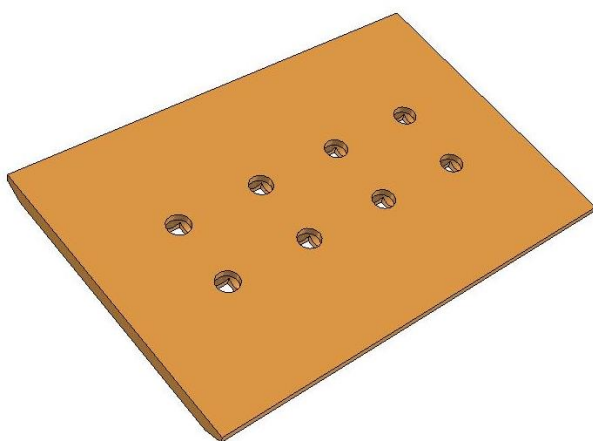
Obr. 21 Lopata PVL

Navržená lopata se skládá z členitého dna (žlutá barva), které je opatřeno v horní části perforací napomáhající strojníkovi k lepšímu výhledu před lopatou a pro sledování úrovně zaplnění lopaty. Důvod členité konstrukce je eliminování dutin a míst, kde se může zachytávat a ulpívat manipulovaný materiál. Rozdělením dna na více pálených dílů následně usnadnilo vyhotovení výpalků ze standardně držených skladových tabulí plechů. Původní verze lopaty o šíři 2 650 mm a rozvinu dna více jak 2 000 mm. Vzniklý problém je možné vyřešit poptáním tabule větších rozměrů. Rozdělením dna na více dílů se taktéž zjednodušila manipulace s plechy a urychlila se výroba ohýbáním menších plechů na ohraňovacím lise. Možností pro zvýšení objemu je natvarovat kapsy po stranách rychloupínače, jejichž objem by přispěl k navýšení cca 250 l při stávajících rozměrech. Zamítnutí tohoto konceptu je neznalost konkrétních hodnot a poloh kolizních oblastí vůči stroji Volvo L60H.



Obr. 22 Lopata ZVP

Po stranách dna lopaty se nachází boky lopaty (zelená), které napomáhají držet tvar celé lopaty. Pro nabírání materiálu do lopaty jsou na bocích a dnu umístěny břity. Jejich hlavním úkolem je zvýšit penetraci a snížit odpor materiálu při vnikání lopaty do materiálu. Boční břity (fialová) se dnem jsou v horní části zpevněny pásovinou – čelem lopaty (růžová). Tato pásovina je pro vyšší zpevnění dna přivařena k žebrům (černá). V přední části lopaty je umístěn hlavní břit (světle modrá), který je vyroben z otěruvzdorného materiálu Hardox. Pro zvýšení životnosti břitu jsou na břit přišroubovány výměnné otočné podbřity. Břit je provrtán sadou děr odpovídající rozteči šroubů podbřítů.



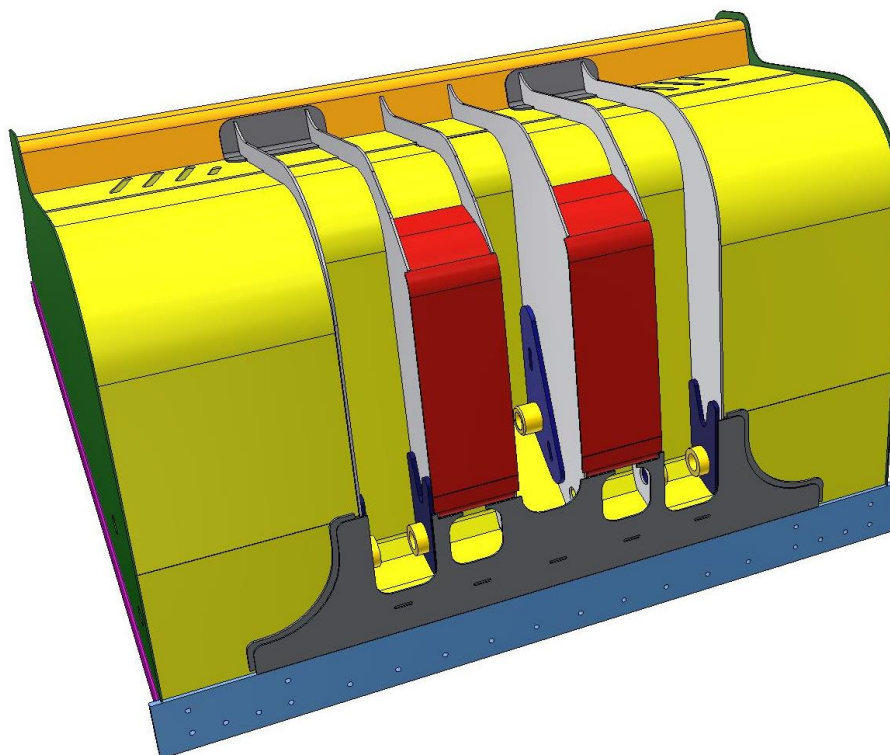
Obr. 23 Podbřit krajní



Obr. 24 Šroub pluhový s osazením [23]

Podbřity (Obr. 23) jsou připevněny k hlavnímu břitu pomocí pluhových šroubů s osazením (Obr. 24). Použití těchto šroubů má více důvodů. Výhodou je snadná montáž proveditelná v jedné osobě. Při osazování podřitu na břit má v díře hlava šroubu tvarový styk, a tím je zamezeno otáčení šroubu kolem vlastní osy při dotahování matice. Tudiž při procesu montáže není potřeba dalšího klíče např. imbusového. Výhoda je také při demontáži.

Při povolování matice není potřeba dalšího klíče a s tím spojené čištění děr v hlavě šroubu pro osazení vnitřního šestihranu – imbus. V případě vysokého opotřebení podbřitu dochází i k částečnému odbroušení zapuštěné hlavy šroubu a tím může být zcela znehodnoceno osazení potřebné k povolení klíčem.



Obr. 25 Lopata PSS

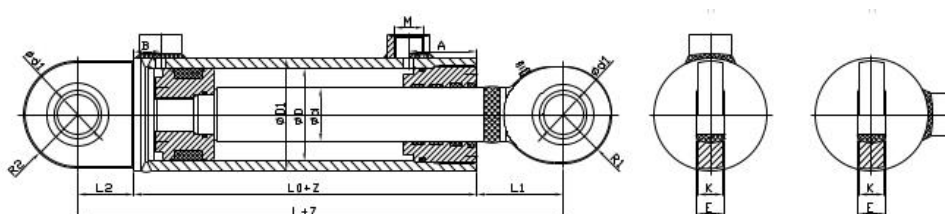
Důležitým nosným prvkem dna jsou tvarové výpalky. Nosné plechy lopaty (světle šedá) jsou navrženy tak, aby přenášely síly od břitu při nabírání materiálu, a přitom zabraly co nejméně objemu s vyvýšením dna. Pro lepší přenos napětí od břitu po uložení čepů jsou v okolí přechodu břit – dno přivařeny výpalky k zesílení dna (tmavě šedá). Díky tomuto zesílení je redukován průhyb dna při stavu nabírání materiálu a zvýšení tuhosti při případném stavu zachycením rohu lopaty o tuhou překážku – hranu obručníku apod.

Pro přivaření roznášecích pouzder je okolní oblast nosných plechů zesílena roznášecími deskami (tmavě modrá). K zamezení možné deformace nosných plechů lopaty od cizích těles při nabírání lopaty je prostor mezi uchycením nosných ramen a prostorem pro přímočarý hydromotor zakryt spodním ochranným plechem (červená). Použitím tohoto plechu se také částečně zpevnil nosný plech lopaty s připodobněním konstrukce skříňového nosníku.

V oblasti mezi dnem lopaty, spodním ochranným plechem a zesílením dna je ponecháno místo pro montážní klíč k dotažení šroubu zajišťující axiální pohyb čepu. K usnadnění montáže a demontáže hlavních čepů je v tomto prostoru dostatečné místo i pro případné vytloukání čepu kladivem.

5.3 HYDRAULICKÉ PRVKY

Lopata je osazena jedním přímočarým hydromotorem s uložením ve střední části lopaty, v rovině symetrie rámu. Tento hydromotor je vybrán z katalogu výrobce Charvát Group s.r.o., který poskytl i model přímočarého hydromotoru. Pístní válec je vybrán se zesíleným návarným dnem DS. Ve dně je umístěno oko s kloubovým ložiskem a kulovou mazací hlavici umístěnou kolmo k ose rotace hydromotoru. Pístní tyč je vybrána s navařovacím okem. Zvažovanou dražší alternativou je oko šroubované. Předností této varianty je možnost částečné korekce zástavbové délky přímočarého hydromotoru, a tím možnost ovlivnění zdvihu pro správné dosednutí lopaty na dorazy. V navrhované variantě je počítáno s 5 mm pro hluchý zdvih, který je v případě potřeby využit pro kompenzaci nepřesností vzniklé výrobou nebo při opotřebování dorazů. V pístním oku je použita kulová mazací hlavice umístěna směrem k hydraulickému válci viz Obr. 26, která zajišťuje mazání kloubového ložiska. Důvodem tohoto umístění je jednodušší přístup obsluhy k mazací hlavici, za stavu vyklopené lopaty, při řádné údržbě. Ložiska proti posunu jsou zajištěna pojistnými kroužky. Bližší specifikace přímočarého hydromotoru s konkrétními rozměry a výpočty se nachází v 6. kapitole.



D	d	D1	L	L1	L2	M	A	B	d1	E	K	R1	R2	max.dop. zdvih [mm]	vysouvací síla [kg]	zasouvací síla [kg]
32	22	42	170	48	31	14x1,5	37	17	20	16	13	26,5	27	400	1830	960
40	22	50	170	48	31	14x1,5	37	17	20	16	13	26,5	27	400	2860	1990
	25													450		1740
50	25	60	200	56	36	16x1,5	43	19	25	20	17	32	32,5	400	4460	3350
	28													500		3060
63	32	75	210	56	38	22x1,5	50	20	25	20	17	32	34,5	600	7080	5260
	36													750		4770
70	36	85	230	66	42	22x1,5	54	23	30	22	19	36,5	40,5	650	8750	6430
	40													800		5890
80	40	95	245	66	42	22x1,5	59	25	30	22	19	36,5	40,5	700	11420	8570
	45													900		7810
90	45	105	280	75	51	22x1,5	64	26	35	25	24	41	47,5	800	14460	10840
	50													1000		10000
100	50	115	300	84	57	27x2	70	30	40	28	25	46	51	900	17850	13390
	55													900		16200
110	55	130	338	95	60	33x2	75	34	45	32	27	51	60	900	21600	16000
	56													900		16000
125	63	145	377	107	65	33x2	83	36	50	35	30	56	66	800	27890	20810
140	70	165	424	119	80	33x2	84	38	60	44	38	67,5	80	900	34990	26240



Obr. 26 Přímý hydromotor CHL125/63–400R [32]

Tato pístnice je výrobcem standardně dodávána s vývody u okrajů válce s vnitřním závitem M33x2. Vysokovýklopná lopata je osazena PH s vnitřním závitem $\frac{3}{4}$ ", do níž je ustaven průtokový šroub. Varianta přímočarého hydromotoru R udává, že vstupy do přímočarého hydromotoru jsou v rovině kývání válce.



Obr. 27 Držák trubek RAPR [33]



Obr. 28 Plochá rychlospojka hydraulická s ventilem Faster [34]

K válci vedou hydraulické hadice o průměru $\frac{3}{4}$ " – doporučeno výrobcem. Jako tvarovky jdoucí do pístního válce jsou navrženy průtokové oka s průtokovými šrouby, které mají nižší zástavbové rozměry nežli 45° či 90° kolena. Hydraulické hadice jsou vedeny po hydraulickém válci a následně připevněny k rámu vysokovýklopné lopaty. Ukončení okruhu hydraulických hadic je zvoleno hydraulickými rychlospojkami FLAT FACE s ventilem Faster $\frac{3}{4}$ " Obr. 28. Tento typ rychlospojek s plochým čelem je používán zejména u stavebních strojů kvůli eliminaci případného úniku hydraulického oleje. Napojení na hydraulický okruh je přímo specifikováno zákazníkem podle individuálního stroje.

Dle konkrétní situace servisní mechanik na místě montáže zapojí hadicové vedení hydrauliky a uchytí ho do polypropylenových držáků trubek RAPR nebo RBPR příslušného průměru. Plastové úchyty jsou připevněny šrouby k navařovacím deskám se závity viz Obr. 27.

Individuální řešení pro daný stroj následně může obsahovat rozváděcí kostku s pojistným ventilem, která je umístěna na tvarovém výpalku domku rámu. Pojistný ventil je nastaven na maximální tlak, který je v okruhu dovolen. Maximální pracovní tlak stroje se pohybuje v rozmezí 20÷25 MPa.

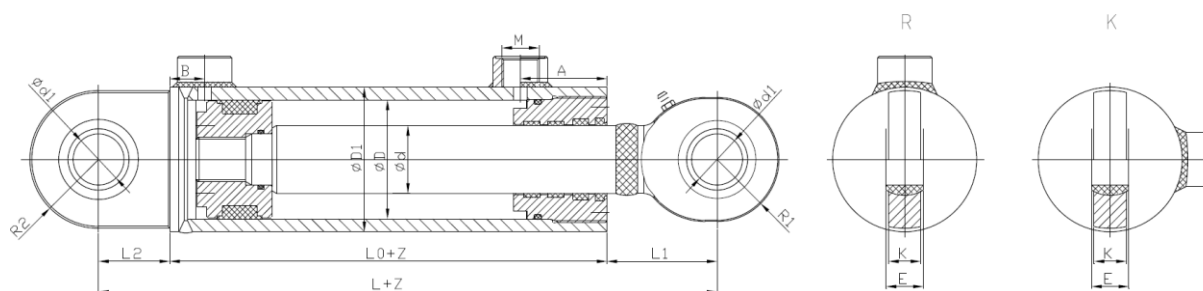
6 VOLBA PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Dodavatelem přímočarého hydromotoru je zvolena firma Charvát Group s.r.o. sídlící ve Zbraslavicích s lokální pobočkou Brno – Černovice. Z katalogu výrobce dvojčinných přímočarých motorů je vybrána řada CHL s jmenovitým tlakem do $p_{jHO} = 25 \text{ MPa}$. Kvůli určení použití přímočarého hydromotoru je výrobcem doporučena vysokopevnostní pístní tyč z materiálu 42CrMo₄, která je pro vyšší životnost broušeného povrchu tyče zakalena na tvrdost o hodnotě $(56 \pm 2) \text{ HRC}$, tj. cca $(550 \div 600) \text{ HB}$. Při manipulaci s materiálem je možné povrch pístnice poškrábat padajícím materiálem z lopaty. Pro eliminaci rizika úniku oleje s případným průsakem mezi těsněním pístní tyče a poškrábanou pístní tyčí je zvolena povrchová úprava chromováním, jež by měla být dostatečná pro použití v zadaných podmínkách provozu. V případech těžkých provozů, kde je povrch pístní tyče často mechanickými částicemi poškozován, je možné na hydraulický píst navléct ochranný rukáv z kevlaru apod. (Obr. 29).



Obr. 29 Ochrana pístní tyče [35]

Technické parametry dodávaného přímočarého hydromotoru jsou uvedeny v Tab. 2.



Obr. 30 Přímočarý hydromotor CHL125/63-400R – rozměry [32]

Tab. 2 Rozměry přímočarého hydromotoru dodaného výrobcem

Minimální délka mezi čepy	$L_{PH} = 820 \text{ mm}$
Zdvih	$Z_{PH} = 400 \text{ mm}$
Průměr pístní tyče	$d_{PH} = 63 \text{ mm}$
Vnitřní průměr válce	$D_{PH} = 125 \text{ mm}$
Vnější průměr válce	$D1_{PH} = 145 \text{ mm}$
Velikost vnitřního závitu šroubení	$M_{PH} = \frac{3}{4}"$
Vnitřní průměr kloubového ložiska	$d1_{PH} = 60 \text{ mm}$
Šířka kloubového ložiska	$K_{PH} = 30 \text{ mm}$
Šířka pístního oka	$E_{PH} = 35 \text{ mm}$
Maximální délka mezi čepy	$L_{PH} + Z_{PH} = 1220 \text{ mm}$

6.1 VÝPOČET ČINNÉ PLOCHY PŘÍMOČARÉHO HYDROMOTORU

Při vysouvání a zasouvání pístní tyče je činná plocha přímočarého hydromotoru rozdílná.

Činná plocha při vysouvání pístní tyče

Pro vysouvání tyče působí tlak na celou kruhovou plochu o průměru D_{HV} .

$$S_{PHV} = \frac{\pi \cdot D_{HV}^2}{4}$$

$$S_{PHV} = \frac{\pi \cdot 125^2}{4} \quad (1)$$

$$S_{PHV} = 12,27 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

kde: S_{PHV} – činná plocha PH při vysouvání [mm²]
 D_{PH} – vnitřní průměr PH [mm]
 PH – přímočarý hydromotor

Činná plocha při zasouvání pístní tyče

Při zasouvání pístní tyče působí tlak pouze na mezikruží.

$$S_{PHZ} = \frac{\pi \cdot (D_{PH}^2 - d_{PH}^2)}{4}$$

$$S_{PHZ} = \frac{\pi \cdot (125^2 - 63^2)}{4} \quad (2)$$

$$S_{PHZ} = 9,15 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

kde: S_{PHZ} – činná plocha PH při zasouvání [mm²]
 d_{PH} – průměr pístní tyče [mm]

6.2 VÝPOČET SÍLY PH

Pro výpočet síly v přímočarém hydromotoru považujeme jako vstupní hodnotu jmenovitý pracovní tlak $p_{jHO} = 25 \text{ MPa}$.

Výpočet síly PH při vysouvání

$$F_{PHV} = p_{jHO} \cdot S_{PHV}$$

$$F_{PHV} = 25 \cdot 12\,270 \quad (3)$$

$$F_{PHV} = 306,8 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_{PHV} – maximální síla při vysouvání pístní tyče [N]
 p_{jHO} – jmenovitý pracovní tlak v přídavném hydraulickém okruhu stroje [MPa]

Výpočet síly PH při zasouvání

$$F_{PHZ} = p_{jHO} \cdot S_{PHZ}$$

$$F_{PHZ} = 25 \cdot 9\,150 \quad (4)$$

$$F_{PHZ} = 228,9 \cdot 10^3 \text{ N}$$

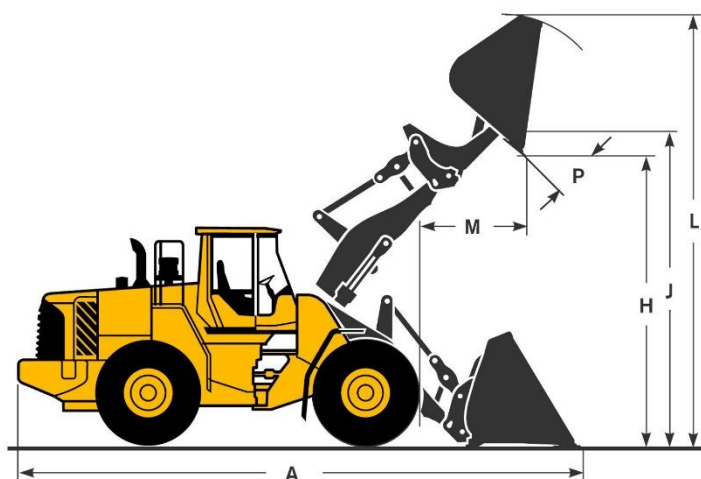
kde: F_{PHZ} – maximální síla při zasouvání pístní tyče [N]

Výrobce udává, že v krajních polohách PH by maximální tlak neměl překročit 1,25 násobku zkušebního tlaku $p_{zHV} = 32 \text{ MPa}$. V případě překročení tohoto tlaku může dojít k mechanickému poškození.

7 MINIMÁLNÍ VÝŠKA ZDVIHU VYSOKOVÝKLOPNÉ LOPATY

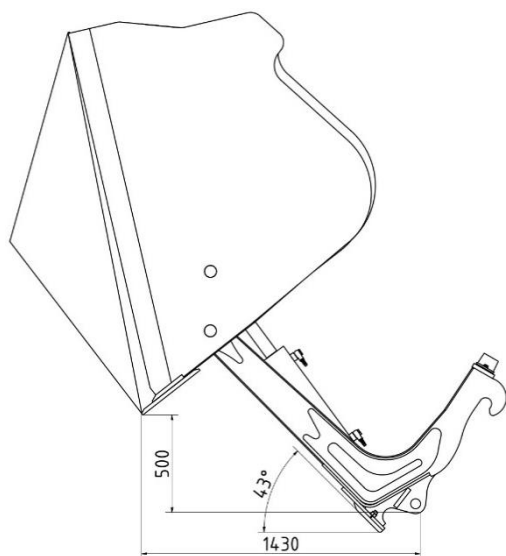
Maximální výška vysokovýklopné lopaty je simulována na Volvu L60H s pneumatikami 20,5 R25 L3. Výsypná výška stroje v provedení se standardním lopatou má udávanou hodnotu $H_{L60} = 2\,570\text{ mm}$. Za této situace není zcela jisté, že strojník je schopen se strojem naplnit nákladní auta, jejichž hrany bočnic atakují výšku až 4 050 mm.

Při použití vysokovýklopné lopaty je hrana podbřitu vyklopeného stavu ve výšce cca $H_{L60VVL} = 4\,350\text{ mm}$ nad zemí (hodnota H na Obr. 31). Tato výška závisí na vyklopení ramene nakladače a zaklopení rychloupínače. Vysokovýklopná lopata taktéž zvyšuje dosah stroje při vyklápění materiálu (hodnota M na Obr. 31) – plnění materiálem na střed korby místo k okrajům bočnic. Strojník dostává větší možnost plnit náklad rovnoměrně bez nutnosti odhrnování materiálu od bočnic korby apod. Rozsah pootočení vysokovýklopné lopaty $\alpha_{VVL} = 0 \div 86^\circ$. Celková pracovní výška stroje s přídatným zařízením $L_{L60VVL} = 6\,400\text{ mm}$ (hodnota L na Obr. 31).



Obr. 31 Volvo katalog příslušenství [14]

Důležité technické parametry uvádí výrobce ve specifikaci ke stroji na Obr. 33.



Obr. 32 Vysokovýklopná lopata při vyklápění

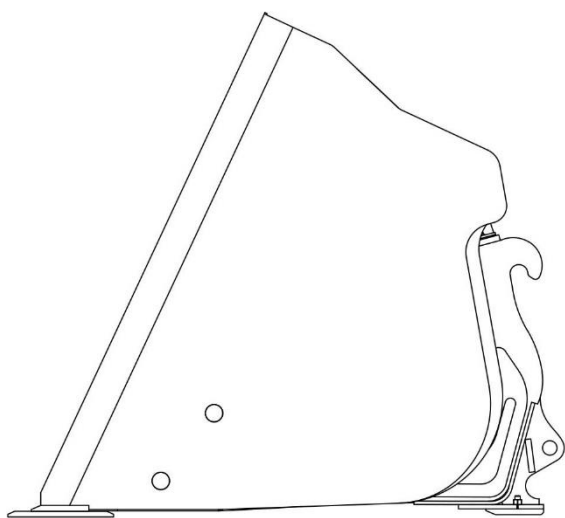
Pneumatiky 20.5 R25 L3

		L60H	L70H	L90H
		Standardní výložník		
B	mm	6 040	6 080	6 160
C	mm	3 000	3 000	3 050
D	mm	440	450	450
F	mm	3 270	3 280	3 280
G	mm	2 134	2 134	2 132
J	mm	3 570	3 590	3 660
K	mm	3 870	3 870	3 970
O	°	56	56	57
P _{max}	°	46	46	44
R	°	43	43	44

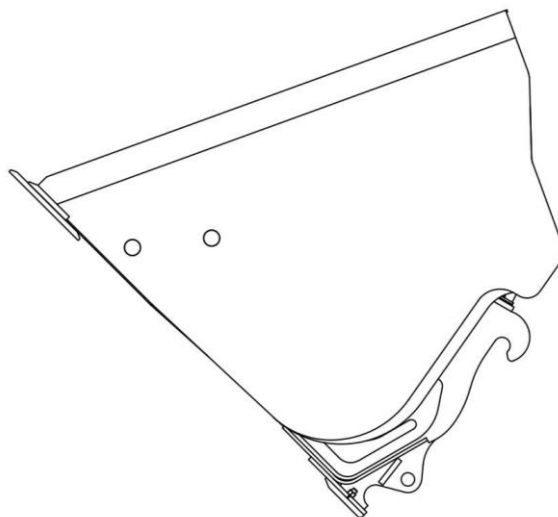
Obr. 33 Specifikace Volvo [12]

8 KINEMATICKÉ SCHÉMA LOPATY A RÁMU

Při nabírání materiálu má lopata 3 základní polohy, které si strojník může přednastavit do uživatelské paměti stroje.



Obr. 34 Lopata při nájezdu do materiálu



Obr. 35 Lopata při převozu materiálu

První polohou začíná cyklus manipulace s materiálem a lopata je uvedena do polohy pro nabírání materiálu, která je vidět na Obr. 34. Při pronikání materiálem se lopata s rychloupínačem postupně naklápí na stroj a odebírá „třísku“ materiálu tak, aby docházelo k co nejméně energicky náročnému provozu. Dle literatury [11] je doporučená vrstva odebíraného materiálu max. 800 mm.

Druhá poloha zobrazena na Obr. 35 znázorňuje převoz manipulovaného materiálu k nákladnímu autu, bioplynové stanici či dopravní lince. Úhel zaklopení lopaty na stroj je výrobcem udávanou hodnotou $P_{L60} = 43^\circ$.

Posledním stádiem při přepravování materiálu je proces vyklopení materiálu z lopaty na místo určení (Obr. 32). Při potřebě strojníka může docházet nezávisle na sobě k vyklápění jak lopaty (α_{VVL}), tak i rychloupínače (P_{L60}). Při udávaném zaklopení rychloupínače na stroj o velikosti $P_{L60} = 43^\circ$, vysokovýklopná lopata svírá s terénem úhel 46° . Tento úhel je dostatečný pro suché sypné materiály. Pro štěpku je udáván sypný úhel do 40° v závislosti na dalších vlastnostech materiálu.

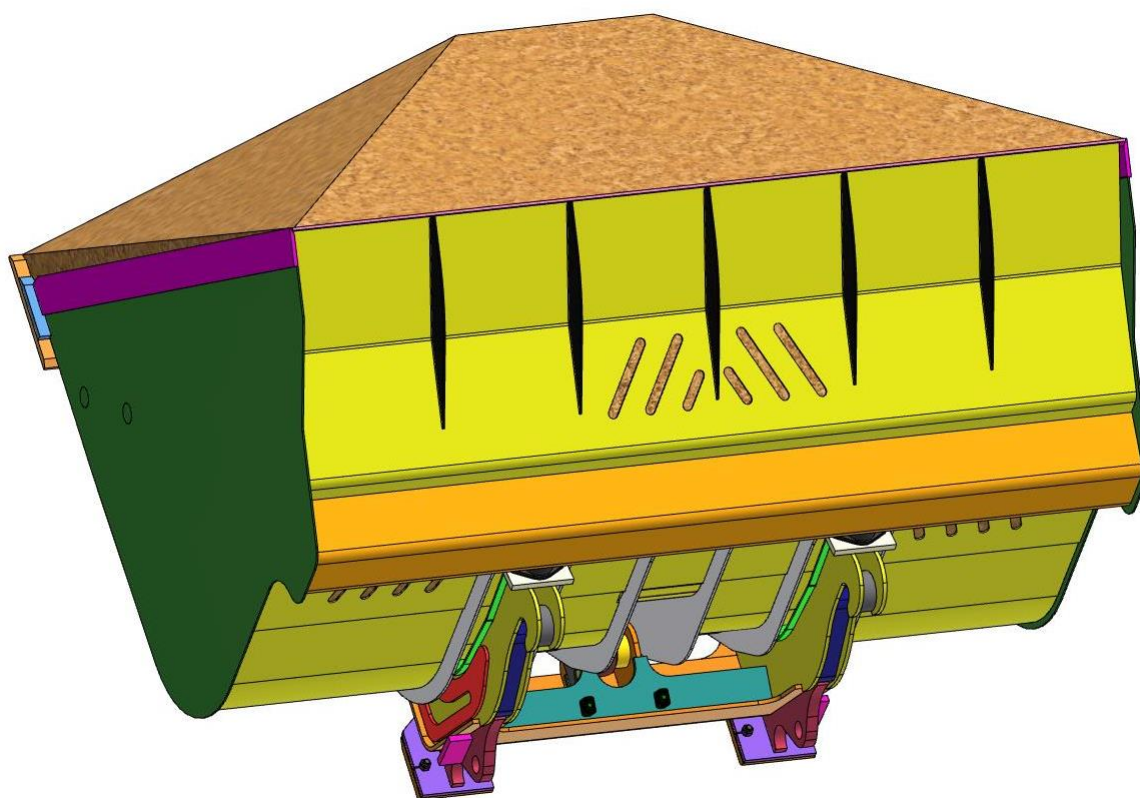
9 VÝPOČET OBJEMU MATERIÁLU PODLE NORMY

Výpočet jmenovitého objemu lopaty je prováděn dle mezinárodní normy ISO 7546. Celkový jmenovitý objem V_r dle této normy je vypočítán z objemu lopaty V_S a objemu navršeného materiálu V_E . Při výpočtu objemu V_S je počítáno s vnitřními rozměry lopaty.

Úhel navršení materiálu dle normy ISO je v poměru 1:2 ($26^{\circ}34'$), dle kterého je vypočítána hodnota V_E . Jmenovitý objem lopaty je porovnáván mezi konkurenčními výrobky. Skutečný objem materiálu je ovlivněn koeficient plnění, jehož orientační hodnoty pro materiály jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 3 Orientační koeficienty plnění [12]

<i>Materiál</i>	<i>Koeficient plnění</i>
Zemina, jíl	100–110 %
Písek, štěrk	95–110 %
Skála, kamenivo	40–95 %



Obr. 36 Lopata se štěpkou

Následující hodnoty V_S a V_E pro výpočet jmenovitého objemu jsou převzaty z 3D modelu.

$$V_S = 4,08 \text{ m}^3$$

$$V_E = 0,93 \text{ m}^3$$

$$V_r = V_S + V_E \quad (5)$$

$$V_r = 4,08 + 0,93$$

$$V_r = 5,01 \text{ m}^3$$

kde:	V_S – objem lopaty	$[\text{m}^3]$
	V_E – objem navrženého materiálu	$[\text{m}^3]$
	V_r – jmenovitý objem lopaty	$[\text{m}^3]$

V zadání této ZP je požadován objem 5 m^3 . Pro konstrukční návrh vysokovýklopné lopaty je vypočten jmenovitý objem 3D modelu $V_r = 5,01 \text{ m}^3$.

10 VÝPOČET TĚŽIŠTĚ

Pro výpočet těžiště celkové sestavy lopaty s materiálem jsou sčítány jednotlivé těžiště podsestav. První je spočítána hmotnost a těžiště lopaty, následně je vypočítána hmotnost a těžiště materiálu. Počátkem souřadného systému pro výpočty v 10. kapitole je střed spodní hrany bříty lopaty.

10.1 HMOTNOST LOPATY A RÁMU

Hmotnosti jednotlivých podsestav jsou převzaty z 3D modelu.

$$m_L = 1\,056,3 \text{ kg}$$

$$m_R = 357,2 \text{ kg}$$

$$m_{PH} = 85,3 \text{ kg}$$

$$m_{VVL} = m_L + m_R + m_{HV} \quad (6)$$

$$m_{VVL} = 1\,056,3 + 357,2 + 85,3$$

$$m_{VVL} = 1\,494,8 \text{ kg}$$

kde:	m_L – hmotnost lopaty	[kg]
	m_R – hmotnost rámu	[kg]
	m_{PH} – hmotnost přímočarého hydromotoru	[kg]
	m_{VVL} – celková hmotnost vysokovýklopné lopaty	[kg]

10.2 HMOTNOST MANIPULOVANÉHO MATERIÁLU

Objem lopaty je zjištěn výpočtem z rovnice 5. Tab. 1 udává hodnoty sypné hmotnosti pro jednotlivé druhy dřevní štěpky. Pro další výpočty je zvolena sypná hmotnost manipulovaného materiálu $\rho_{DS} = 350 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$m_{DS} = \rho_{DS} \cdot V_r$$

$$m_{DS} = 350 \cdot 5,01 \quad (7)$$

$$m_{DS} = 1\,753,5 \text{ kg}$$

kde:	m_{DS} – hmotnost dřevní štěpky	[kg]
	ρ_{DS} – sypná hmotnost dřevní štěpky	[kg·m ⁻³]

10.3 TĚŽIŠTĚ LOPATY A MATERIÁLU

Těžiště lopaty a dřevní štěpky je odečteno z 3D modelu.

$$T_{x_L} = 925 \text{ mm} \quad (8)$$

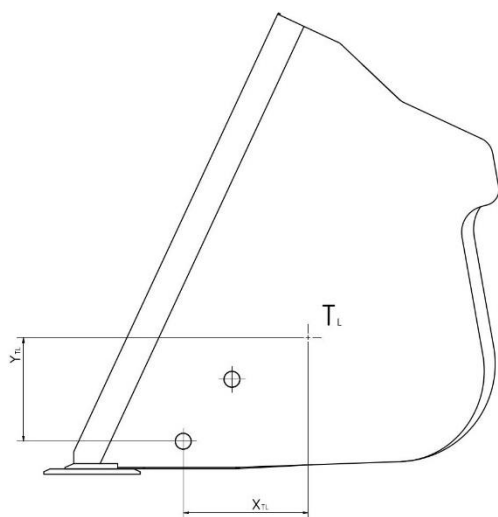
$$T_{y_L} = 500 \text{ mm}$$

kde: T_{x_L} – poloha těžiště lopaty v ose x [mm]
 T_{y_L} – poloha těžiště lopaty v ose y [mm]

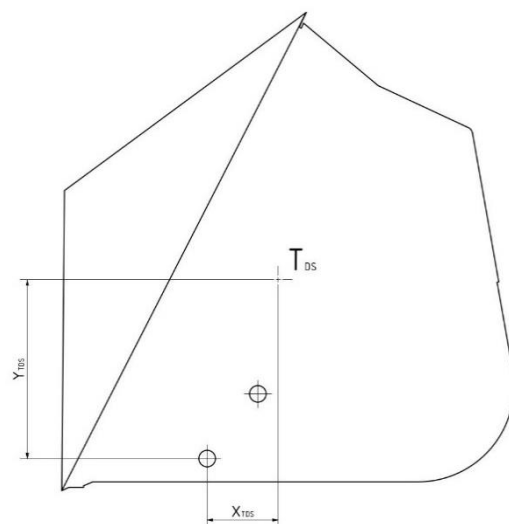
$$T_{x_{DS}} = 749 \text{ mm} \quad (9)$$

$$T_{y_{DS}} = 755 \text{ mm}$$

kde: $T_{x_{DS}}$ – poloha těžiště manipulovaného materiálu v ose x [mm]
 $T_{y_{DS}}$ – poloha těžiště manipulovaného materiálu v ose y [mm]



Obr. 37 Těžiště lopaty



Obr. 38 Těžiště materiálu

Horizontální poloha společného těžiště

$$T_{x_{LDS}} = \frac{T_{x_L} \cdot m_L + T_{x_{DS}} \cdot m_{DS}}{m_L + m_{DS}} \quad (10)$$

$$T_{x_{LDS}} = \frac{925 \cdot 1\,056,3 + 749 \cdot 1\,753,5}{1\,056,3 + 1\,753,5}$$

$$T_{x_{LDS}} = 815 \text{ mm}$$

kde: $T_{x_{LDS}}$ – poloha těžiště lopaty s materiálem v ose x [mm]

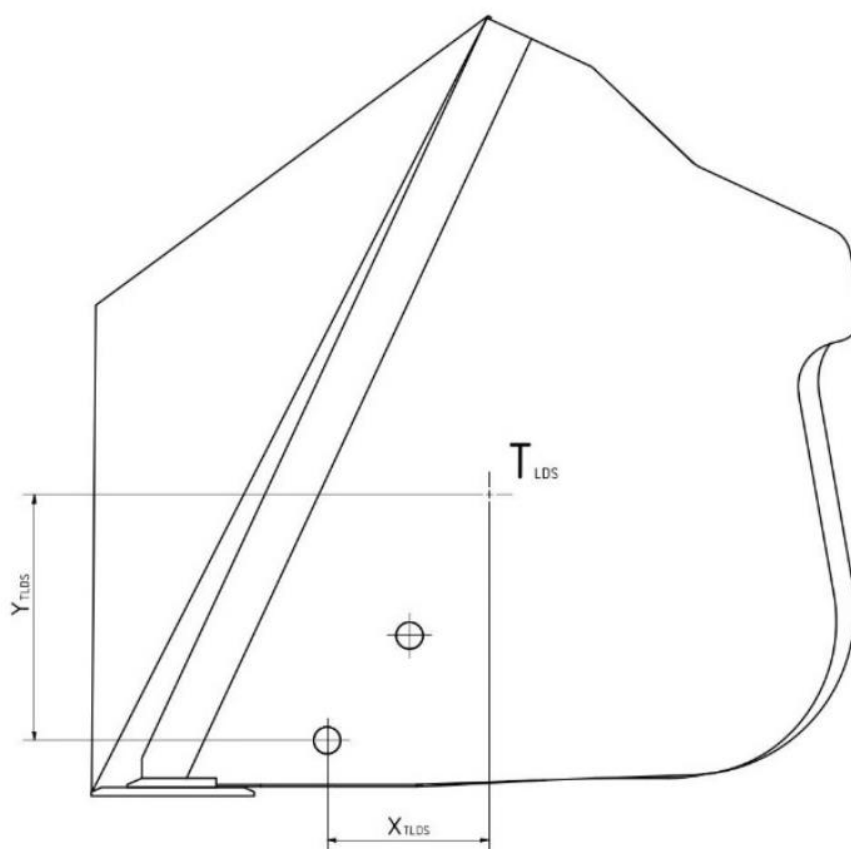
Vertikální poloha společného těžiště

$$T_{y_{LDS}} = \frac{T_{y_L} \cdot m_L + T_{y_{DS}} \cdot m_{DS}}{m_L + m_{DS}}$$

$$T_{y_{LDS}} = \frac{500 \cdot 1\,056,3 + 755 \cdot 1\,753,5}{1\,056,3 + 1\,753,5} \quad (11)$$

$$T_{y_{LDS}} = 659 \text{ mm}$$

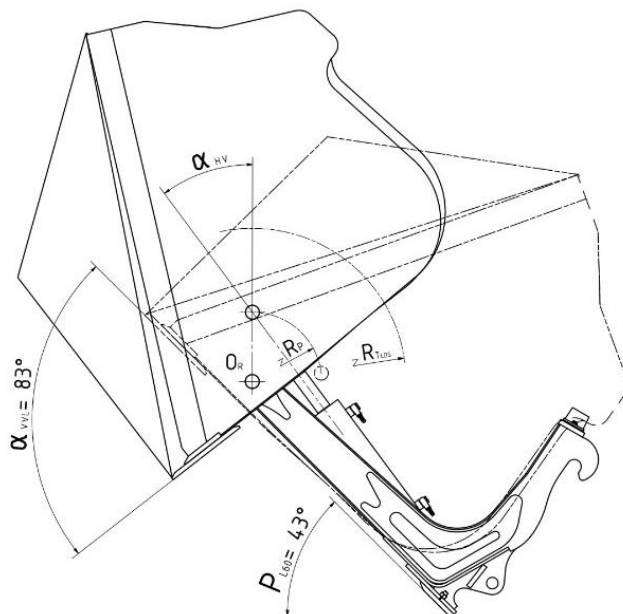
kde: $T_{y_{LDS}}$ – poloha těžiště lopaty s materiálem v ose y [mm]



Obr. 39 Těžiště lopaty s materiálem

11 VÝPOČET PŮSOBÍCÍCH SIL PŘI VYKLÁPĚNÍ LOPATY

V této kapitole je uveden výpočet sil PH potřebný pro vyklopení materiálu v maximálním zdvihu stroje.



Obr. 40 Vyklápění materiálu

Při vyklápění se lopata otáčí kolem osy otáčení O_R – hlavních čepů. Na rameni $R_{T_{LDS}}$ působí síla F_{PH} . Pro výpočet je úloha zjednodušena na hmotný bod T_{LDS} s možností pohybu po kružnici s poloměrem $R_{T_{LDS}}$ kolem bodu O_R .

11.1 VÝPOČET VZDÁLENOSTI TĚŽIŠTĚ OD OSY ROTACE

Pro výpočty v kapitole 11 je počátek považován ve středu rotace O_R .

$$X_{T_{LDS}} = 365 \text{ mm} \quad (12)$$

$$Y_{T_{LDS}} = 544 \text{ mm}$$

kde: $X_{T_{LDS}}$ – vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS} v ose x [mm]
 $Y_{T_{LDS}}$ – vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS} v ose y [mm]

$$R_{T_{LDS}} = \sqrt{X_{T_{LDS}}^2 + Y_{T_{LDS}}^2} \quad (13)$$

$$R_{T_{LDS}} = 655 \text{ mm}$$

kde: $R_{T_{LDS}}$ – vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS} [mm]

11.2 VELIKOST TÍHOVÉ SÍLY V ZÁVISLOSTI NA POLOZE LOPATY

Při vyklápění lopaty působí v bodě T_{LDS} tíhová síla. Moment způsobený tíhovou silou závisí na velikosti vodorovné vzdálenosti mezi body O_R a T_{LDS} . Tato vzdálenost se během vyklápění mění v závislosti na poloze natočení lopaty. Vstupní hodnotou při počátku vyklápění je úhel zaklopení rychloupínače $P_{L60} = 43^\circ$, udaný výrobcem ve specifikaci stroje. [12]

Maximální velikosti nabývá tíhová síla v počátku vyklápění, kdy úhel zaklopení rychloupínače lopaty je roven $P_{L60} = 43^\circ$.

Rameno tíhové síly

$$Y_{GT_{PL60}(43^\circ)}(\alpha_{VVL} = 0^\circ) = R_{T_{LDS}} \cdot \cos(\alpha_{TT} - P_{L60} + \alpha_{VVL})$$

$$Y_{GT_{PL60}(43^\circ)}(\alpha_{VVL} = 0^\circ) = 655 \cdot \cos(56,1 - 43 + 0) \quad (14)$$

$$Y_{GT_{PL60}(43^\circ)}(\alpha_{VVL} = 0^\circ) = 638 \text{ mm}$$

kde: $Y_{GT_{PL60}}$ – vodorovná vzdálenost působení tíhové síly od bodu O_R [mm]
 P_{L60} – úhel zaklopení rychloupínače na nakladač $[\circ]$
 α_{VVL} – úhel pootočení lopaty vůči rámu ($0 \div 86^\circ$) $[\circ]$
 α_{TT} – úhel natočení těžiště ($56,1^\circ$) - odečteno z 3D modelu $[\circ]$

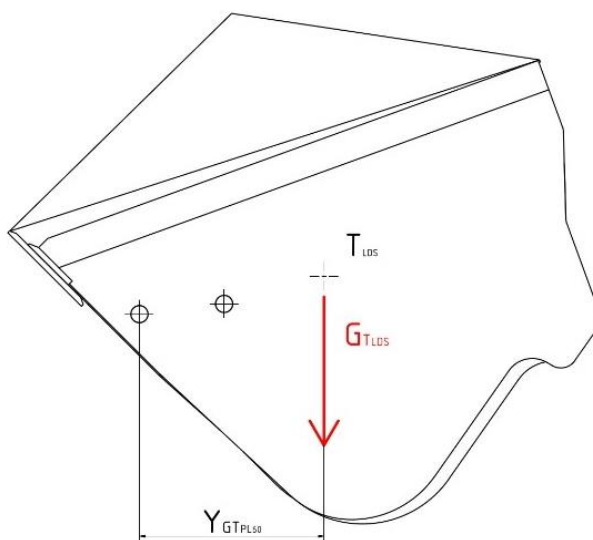
Tíhová síla – velikost

$$G_{T_{LDS}} = (m_L + m_{DS}) \cdot g$$

$$G_{T_{LDS}} = (1\,056,3 + 1\,753,5) \cdot 9,81 \quad (15)$$

$$G_{T_{LDS}} = 27,56 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: g – tíhové zrychlení ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$) $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
 $G_{T_{LDS}}$ – tíhová síla lopaty s materiálem [N]



Obr. 41 Působení tíhové síly

11.3 SÍLA PH POTŘEBNÁ K VYKLOPENÍ MATERIÁLU

Momentové rovnice 16 je použito pro výpočet minimální síly potřebné k vyklopení materiálu z lopaty.

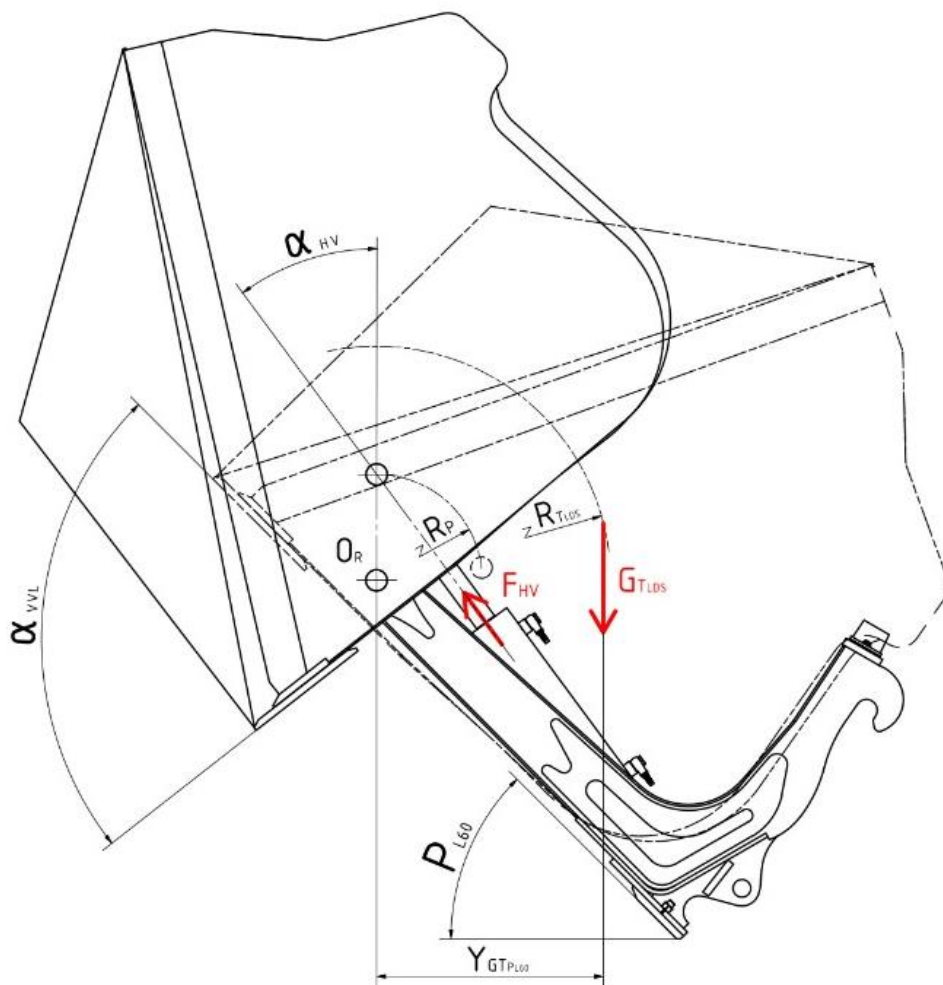
$$\sum M_{O_R} = 0$$

$$F_{PH} \cdot R_P \cdot \sin(\alpha_{PH}) - G_{T_{LDS}} \cdot Y_{GT_{P_{L60}}} = 0 \quad (16)$$

$$F_{PH} \cdot R_P \cdot \sin(\alpha_{PH}) - G_{T_{LDS}} \cdot R_{T_{LDS}} \cdot \cos(\alpha_{TT} - P_{L60} + \alpha_{VVL}) = 0$$

kde:

M_{O_R} – moment v bodě O_R	[Nmm]
F_{PH} – síla PH	[N]
R_P – vzdálenost oka pístní tyče od O_R – odečteno z 3D modelu	[mm]
α_{PH} – úhel mezi pístní tyčí a normálou R_P	[°]



Obr. 42 Schéma pro výpočet F_{HV}

Pro vyjádření síly F_{HV} z rovnice 16 jsou provedeny následující úpravy:

$$F_{PHv} \cdot R_P \cdot \sin(\alpha_{PH}) = G_{T_{LDS}} \cdot R_{T_{LDS}} \cdot \cos(\alpha_{TT} - P_{L60} + \alpha_{VVL})$$

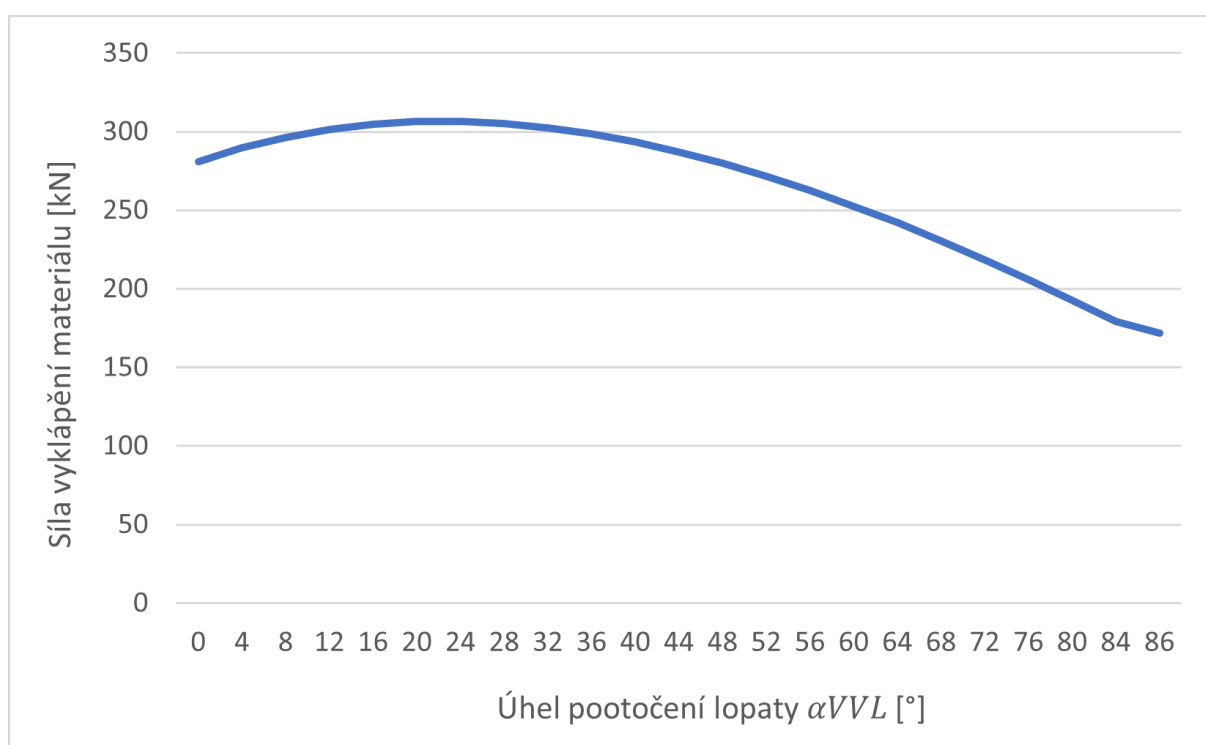
$$F_{PHv} = \frac{G_{T_{LDS}} \cdot R_{T_{LDS}} \cdot \cos(\alpha_{TT} - P_{L60} + \alpha_{VVL})}{R_P \cdot \sin(\alpha_{PH})} \quad (17)$$

$$F_{PHv} = \frac{27\,560 \cdot 655 \cdot \cos(56,1 - 43 + 0)}{300 \cdot \sin(113,8)}$$

$$F_{PHv} = 64,77 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_{PHv} – síla potřebná k vyklopení lopaty [N]

K zaručení funkčnosti vyklápění lopaty musí být splněna podmínka $F_{HV} \leq F_{HVV}$. Pro kontrolovaný stav je podmínka $64,77 \text{ kN} < 306,8 \text{ kN}$ splněna. Průběh sil v závislosti na úhlu pootočení lopaty je zobrazeno na Obr. 43.



Obr. 43 Síla PH při vyklápění materiálu

12 VÝPOČET TRHACÍ SÍLY A KLOPNÉHO MOMENTU

Velikost klopného momentu závisí na úhlu natočení stroje. Výrobce udává klopnou hmotnost v přímém směru 7 940 kg, ale při maximálním natočení stroje tato hodnota činí pouze 6 810 kg. Trhací síla závisí na vzdálenosti břitu od předních kol – klopné hrany, kdy udávaná hodnota výrobcem dle příslušné lopaty se pohybuje v rozmezí 81,9÷53,8 kN. Jelikož výrobce nespecifikuje umístění těžiště stroje nebo trhací moment k závěsu, je potřeba k těmto hodnotám dojít porovnáním hodnot uvedených ke konkrétním lopatám. Tyto hodnoty jsou posléze přepočítány na konstrukční řešení vysokovýklopné lopaty. Hodnoty klopného zatížení výrobce udává v kg se závislostí na konkrétní lopatě, proto je tato hodnota klopného momentu přepočtena na lopatách WLA83842 GP STE FF H 1.9 m³ a WLA82097 HIT H BOE 4.8 m³. [13] [14]

WLA83842 GP STE FF H 1.9 m³

$$b_{L1,9} = 1\,160\text{ mm}$$

$$F_{VL1,9} = 81,9 \cdot 10^3\text{ N} \quad (18)$$

$$M_{KL1,9_0^\circ} = 8\,460\text{ kg}$$

$$M_{KL1,9_{35^\circ}} = 7\,560\text{ kg}$$

kde:	$b_{L1,9}$ – vzdálenost břitu od zavěšení	[mm]
	$F_{VL1,9}$ – trhací síla lopaty	[N]
	$M_{KL1,9_0^\circ}$ – klopné zatížení přímého směru	[kg]
	$M_{KL1,9_{35^\circ}}$ – klopné zatížení při natočení 35°	[kg]

$$M_{VL1,9} = b_{L1,9} \cdot F_{VL1,9} \quad (19)$$

$$M_{VL1,9} = 1\,160 \cdot 81\,900$$

$$M_{VL1,9} = 95 \cdot 10^6\text{ Nmm}$$

kde:	$M_{VL1,9}$ – trhací moment – přepočtená hodnota	[Nmm]
------	--	-------

WLA82097 HIT H BOE 4.8 m³

$$b_{L4,8} = 1\,740\text{ mm}$$

$$F_{VL4,8} = 53,8 \cdot 10^3\text{ N} \quad (20)$$

$$M_{KL4,8_0^\circ} = 7\,970\text{ kg}$$

$$M_{KL4,8_{35^\circ}} = 7\,070\text{ kg}$$

kde:	$b_{L4,8}$ – vzdálenost břitu od zavěšení	[mm]
	$F_{VL4,8}$ – trhací síla lopaty	[N]

$M_{KL4,8_{0^\circ}}$ – klopné zatížení přímého směru [kg]
 $M_{KL4,8_{35^\circ}}$ – klopné zatížení při natočení 35° [kg]

$$M_{VL4,8} = b_{L4,8} \cdot F_{VL4,8}$$

$$M_{VL4,8} = 1\,740 \cdot 53\,800 \quad (21)$$

$$M_{VL4,8} = 93,6 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde: $M_{VL4,8}$ – trhací moment – přepočtená hodnota [Nmm]

Vypočítané trhací momenty z uváděných lopat jsou zprůměrovány.

$$M_{VL60} = \frac{M_{VL4,8} + M_{VL1,9}}{2}$$

$$M_{VL60} = \frac{95 \cdot 10^6 + 93,6 \cdot 10^6}{2} \quad (22)$$

$$M_{VL60} = 94,3 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde: M_{VL60} – trhací moment – průměrná hodnota [Nmm]

Tento trhací moment je následně aplikován na břit vysokovýklopné lopaty pro zjištění trhací síly.

$$b_{LVV} = 1\,925 \text{ mm}$$

$$F_{VLVV} = \frac{M_{VL60}}{b_{LVV}} \quad (23)$$

$$F_{VLVV} = \frac{94,3 \cdot 10^6}{1\,925}$$

$$F_{VLVV} = 49 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: b_{LVV} – vzdálenost břitu od zavěšení [mm]
 F_{VLVV} – trhací síla VV lopaty [N]

Hodnota trhací síly pro zatížení lopaty je $F_{VLVV} = 49 \text{ kN}$.

Požadovaná hodnota klopného zatížení pro vysokovýklopnou lopatu musí být vyšší než dvojnásobek hmotnosti lopaty s materiálem $m_{VVL} + m_{DS} = 3\,248,3 \text{ kg}$. Při porovnání parametrů a konstrukce navržené vysokovýklopné lopaty s lopatou WLA82097 HIT H BOE 4.8 m^3 , jejíž udávané klopné zatížení při natočení je $M_{KL4,8_{35^\circ}} = 7\,070 \text{ kg}$, považuji hodnotu pro navrženou lopatu za dostačující.

13 VÝPOČET RYPNÉ SÍLY

Při nakládání dřevní štěpky vzniká mezi břitem a materiálem odpor, který působí proti vniknutí nástroje – břitu do manipulovaného materiálu – dřevní štěpky.

13.1 RYPNÝ A ŘEZNÝ ODPOR

Pro charakteristické vlastnosti dřevní štěpky řadíme manipulovaný materiál do 1. třídy těžitelnosti. Charakteristikou této třídy je snadná rozpojitelnost, měkká konzistence a nesoudržnost materiálu. [15]

Řezný odpor

Řezný odpor je zjištěn experimentálně a bere zřetel na smykový odpor zeminy a odpor tření třísky o povrch nože. Doporučený sklon břitu je v rozmezí 20° – 40° . Doporučená měrná hodnota pro výpočet řezného odporu je v Tab. 4. Hodnoty uvedené v tabulce jsou doporučující pro maximální řeznou rychlost $v_R = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. [15]

Tab. 4 Doporučené hodnoty měrných odporů [15]

<i>Třída zeminy</i>	<i>Měrný řezný odpor</i> $k_{cut} [\text{MPa}]$	<i>Měrný rypný odpor</i> $k_{ser} [\text{MPa}]$
1	0,01÷0,03	0,02÷0,08

Výpočet průmětu řezné plochy třísky:

$$S_{cut} = h_{cut} \cdot b_{cut} \quad (24)$$

kde:

	S_{cut} – plocha třísky	[mm ²]
	b_{cut} – šířka třísky	[mm]
	h_{cut} – výška třísky – doporučeno $h_{cut} = 0,1 \div 0,33 \cdot b_{cut}$	[mm]

Pro zjištění řezné síly je použit vzorec:

$$F_{Rcut} = S_{cut} \cdot k_{cut} \quad (25)$$

kde:

	F_{Rcut} – řezná síla	[N]
	k_{cut} – měrný řezný odpor	[MPa]

Rypný odpor

Rypný odpor vznikne při rypání, kdy oproti řeznému odporu přibývá odpor proti zaplňování stroje a odpor hnutí materiálu před nástrojem. Doporučená velikost měrného rypného odporu je v Tab. 4. Výpočet rypného odporu probíhá obdobně jako u řezného odporu. [15]

$$F_{Rser} = S_{cut} \cdot k_{ser} \quad (26)$$

kde: F_{Rser} – rypná síla [N]
 k_{ser} – měrný rypný odpor [MPa]

13.2 VÝPOČET RYPNÉHO ODPORU

Pro výpočet rypného odporu navržené lopaty jsou dosazeny do rovnice 24 hodnoty z 3D modelu.

$$S_{cutVVL} = h_{cutVVL} \cdot b_{cutVVL}$$

$$S_{cutVVL} = 1\,735 \cdot 2\,650 \quad (27)$$

$$S_{cutVVL} = 4,6 \cdot 10^6 \text{ mm}^2$$

kde: S_{cutVVL} – plocha záběru lopaty [mm²]
 b_{cutVVL} – šířka lopaty přes břit [mm]
 h_{cutVVL} – výška lopaty od břitu [mm]

Pro výpočet rypné síly je zvolen koeficient $k_{ser} = 0,03 \text{ MPa}$. Po dosazení do rovnice 26 je zjištěna výsledná hodnota rypné síly, která působí na břit během nabírání materiálu.

$$F_{RVVL} = S_{cutVVL} \cdot k_{ser}$$

$$F_{RVVL} = 4,6 \cdot 10^6 \cdot 0,03 \quad (28)$$

$$F_{RVVL} = 138 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_{RVVL} – rypná síla vysokovýklopné lopaty [N]

13.3 VÝPOČET TAŽNÉ SÍLY PŘI NÁJEZDU NAKLADAČE DO MATERIÁLU

Při nájezdu nakladače do materiálu záleží také na tažné síle, kterou je nakladač schopen vyvinout při pomalém kontinuálním nabírání materiálu. Tato tažná síla je omezena váhou stroje a prokluzem kol na daném podloží.

Tab. 5 Součinitel smykového tření [16]

Materiály	Statický součinitel smykového tření f_0
Pryž na náledí	0,1÷0,2
Pryž na mokrém asfaltu	0,2÷0,5
Pryž na suchém asfaltu	0,55

Pryž na dlažbě	0,6÷0,7
Pryž na betonu	0,7÷0,8

Stroj se může při manipulaci s materiálem nacházet na různých površích, které mohou být i nepevněné. V překladištích se ovšem nejčastěji nachází asfaltové plochy nebo betonové plochy skládané z betonových panelů. Z hodnot tření je vybráno $f_{0P-B} = 0,8$, které je nejvyšší hodnotou tření pryže v Tab. 5. V případě povrchu s nižší adhezí dojde k prokluzu kol nakladače dříve.

Tíha stroje Volvo L60H

$$G_{L60} = m_{L60} \cdot g$$

$$G_{L60} = 11\,160 \cdot 9,81 \quad (29)$$

$$G_{L60} = 109,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: m_{L60} – hmotnost stroje Volvo L60H [kg]
 G_{L60} – tíhová síla stroje Volvo L60H [N]

Tíha vysokovýklopné lopaty

$$G_{VVL} = m_{VVL} \cdot g$$

$$G_{VVL} = 1\,494,8 \cdot 9,81 \quad (30)$$

$$G_{VVL} = 14,7 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: G_{VVL} – tíhová síla vysokovýklopné lopaty [N]

Celková tíha stroje s lopatou

$$G_{SL} = G_{L60} + G_{VVL}$$

$$G_{SL} = (109,6 + 14,7) \cdot 10^3 \quad (31)$$

$$G_{SL} = 124,3 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: G_{SL} – tíhová síla stroje s vysokovýklopnou lopatou [N]

Tažná síla

$$F_{TNM} = G_{SL} \cdot f_{0P-B}$$

$$F_{TNM} = 124,3 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \quad (32)$$

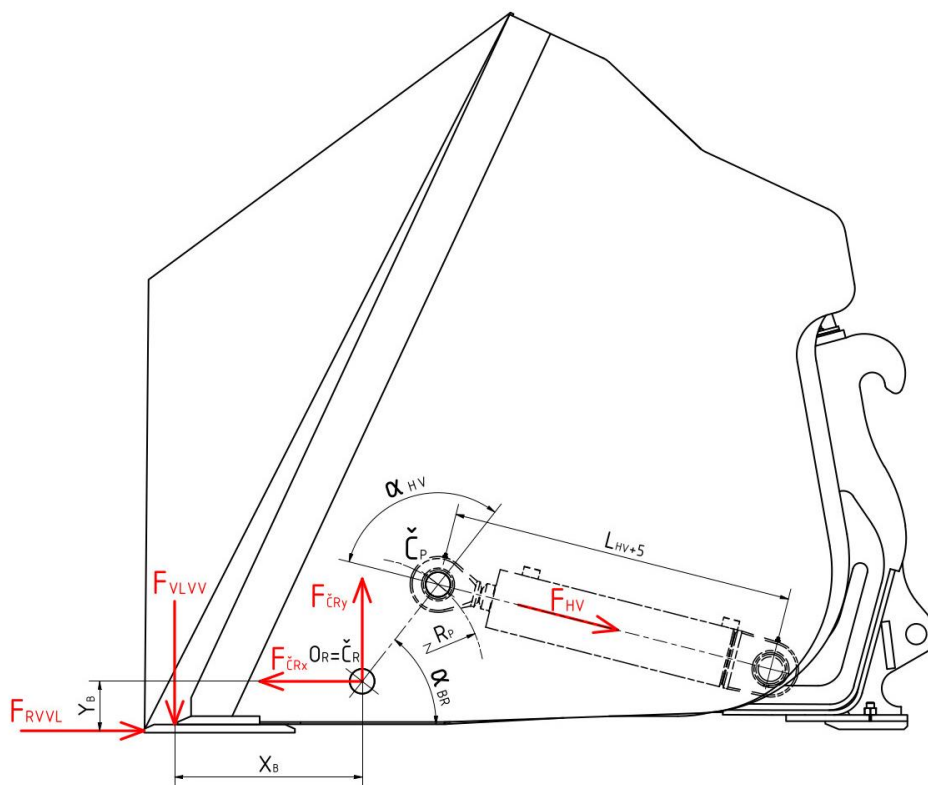
$$F_{TNM} = 99,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_{TNM} – tažná síla stroje s příslušenstvím [N]
 f_{0P-B} – statický součinitel smykového tření pryž – beton [-]

Síla F_{TNM} udává maximální velikost síly, kterou dokáže Volvo L60H vyvinout při rozjezdu stroje do manipulovaného materiálu.

14 SILOVÝ ROZBOR LOPATY PŘI NABÍRÁNÍ

Při nabírání materiálu působí na lopatu trhací síla $F_{VLVV} = 49 \cdot 10^3 \text{ N}$, tažná síla stroje $F_{TNM} = 99,4 \cdot 10^3 \text{ N}$ a rypná síla $F_{RVVL} = 138 \cdot 10^3 \text{ N}$. Síly F_{TNM} a F_{RVVL} působí při vnikání do materiálu proti sobě, ale zatížení na břit je vždy nižší nebo rovno síle F_{RVVL} . Pokud je $F_{TNM} > F_{RVVL}$, dochází k proniknutí stroje materiálem a strojník nevyužije maximální tažnou sílu stroje.



Obr. 44 Působení sil na břit

Působení trhací síly F_{VLVV} v ose y je ve vzdálenosti 100 mm od hrany břitu. Na Obr. 44 je vzdálenost působení této síly od hlavních čepů $X_B = 450 \text{ mm}$. Rypná síla F_{RVVL} působící na břit, jakožto odpor proti vnikání nástroje do materiálu, ve vzdálenosti $Y_B = 115 \text{ mm}$. V závislosti na těchto vstupních parametrech je počítána potřebná síla F_{PH} , která působí proti otevření lopaty viz Obr. 44. Úhel $\alpha_{BR} = 51,9^\circ$ je odečten z 3D modelu.

Silová rovnováha

$$x: F_{RVVL} - F_{\check{C}Rx} + F_{PH} \cdot \cos(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) = 0 \quad (33)$$

kde: $F_{\check{C}Rx}$ – reakční síla v hlavních čepích v ose x [N]
 α_{BR} – úhel mezi břitem a normálou R_P [°]

$$y: -F_{VLVV} + F_{\check{C}rY} - F_{PH} \cdot \sin(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) = 0 \quad (34)$$

kde: $F_{\check{C}rY}$ – reakční síla v hlavních čepích v ose y [N]

Momentová rovnováha

$$\sum M_{\check{C}_R} = 0 \quad (35)$$

$$F_{RVVL} \cdot Y_B + F_{VLVV} \cdot X_B - F_{PH} \cdot \sin(\alpha_{PH}) \cdot R_P = 0$$

kde:

	X_B – vzdálenost v ose x mezi působištem síly F_{VLVV} a hlavními čepy \check{C}_R	[mm]
	Y_B – vzdálenost v ose y mezi působištem síly F_{RVVL} a hlavními čepy \check{C}_R	[mm]
	$M_{\check{C}_R}$ – moment působící v bodě \check{C}_R	[Nmm]

14.1 VÝPOČET SÍLY V PH

Výpočet potřebné síly F_{PHnm} pro udržení polohy při nabírání materiálu zjistíme vyjádřením z rovnice 35.

$$F_{RVVL} \cdot Y_B + F_{VLVV} \cdot X_B = F_{PHnm} \cdot R_P \cdot \sin(\alpha_{PH})$$

$$F_{PHnm} = \frac{F_{RVVL} \cdot Y_B + F_{VLVV} \cdot X_B}{R_P \cdot \sin(\alpha_{PH})} \quad (36)$$

$$F_{PHnm} = \frac{138 \cdot 10^3 \cdot 115 + 49 \cdot 10^3 \cdot 450}{300 \cdot \sin(113,8)}$$

$$F_{PHnm} = 138,1 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: F_{PHnm} – síla potřebná při nabírání materiálu v PH [N]

Tato síla je porovnána s maximální možnou silou F_{PHZ} . Pro splnění funkčnosti lopaty musí PH splňovat podmínku $F_{PHnm} < F_{PHZ}$. Potřebná síla při nabírání materiálu je nižší jak F_{PHZ} , tudíž přímočarý hydromotor je pro použití na vysokovýklopné lopatě dostačující.

14.2 REAKČNÍ SÍLY V ČEPECH

Z rovnic 33 a 34 jsou zjištěny reakční síly v hlavních čepch při nabírání materiálu.

$$F_{RVVL} - F_{\check{C}Rx} + F_{PH} \cdot \cos(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) = 0 \quad (37)$$

$$F_{\check{C}Rx} = F_{PH} \cdot \cos(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) + F_{RVVL}$$

$$-F_{VLVV} + F_{\check{C}Ry} - F_{PH} \cdot \sin(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) = 0 \quad (38)$$

$$F_{\check{C}Ry} = F_{PH} \cdot \sin(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) + F_{VLVV}$$

Do rovnic 37 a 38 jsou dosazeny za F_{HV} hodnoty vypočítané v rovnici 36.

$$F_{\check{C}Rxn mR} = F_{PHnm} \cdot \cos(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) + F_{RVVL}$$

$$F_{\check{C}Rxn mR} = 138,1 \cdot 10^3 \cdot \cos(180 - 51,9 - 113,8) + 138 \cdot 10^3 \quad (39)$$

$$F_{\check{C}Rxn mR} = 271,8 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{C}Rxn mR}$ – reakce hlavních čepů v ose x při rovnoměrném nabírání materiálu [N]

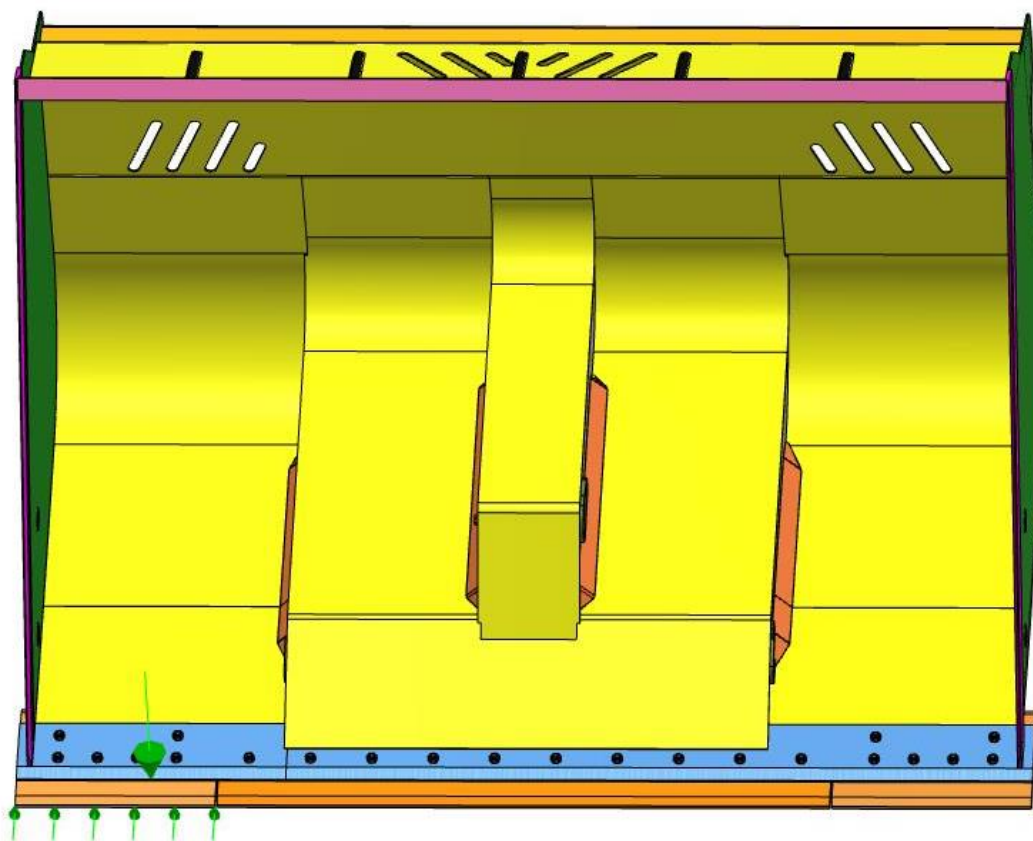
$$F_{\check{C}Ryn mR} = F_{PHnm} \cdot \sin(180 - \alpha_{BR} - \alpha_{PH}) + F_{VLVV}$$

$$F_{\check{C}Ryn mR} = 138,1 \cdot 10^3 \cdot \sin(180 - 51,9 - 113,8) + 49 \cdot 10^3 \quad (40)$$

$$F_{\check{C}Ryn mR} = 83,1 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{C}Ryn mR}$ – reakce hlavních čepů v ose y při rovnoměrném nabírání materiálu [N]

Výsledné reakce v čepích jsou spočítány při rovnoměrném rozložení zatížení lopaty. V praxi ovšem může nastat, že strojník při dočišťování skladové plochy hrne materiál pouze krajem lopaty. Proto je také simulováno zatížení F_{VLVV} a F_{RVVL} pouze na krajní podbřít vysokovýklopné lopaty viz Obr. 45.



Obr. 45 Simulace zatížení na krajním podbřítu

Simulace připraveného modelu se zatížením je provedena v MKP programu Nastran. Výsledné zatížení hlavních čepů je uvedeno v Tab. 6.

Tab. 6 Reakce čepů na nerovnoměrné zatížení

	<i>Levý hlavní čep</i>	<i>Pravý hlavní čep</i>
<i>Reakce v ose x</i>	$F_{\check{C}RxnmL} = 243,8 \text{ kN}$	$F_{\check{C}RxnmP} = 28 \text{ kN}$
<i>Reakce v ose y</i>	$F_{\check{C}RynmL} = 63 \text{ kN}$	$F_{\check{C}RynmP} = 20,1 \text{ kN}$

Celkové reakční síly v čepech

V rovnicích 39 a 40 jsou uvedeny reakce v hlavních čepech. Pro porovnání se zatížením v Tab. 6 jsou hodnoty přepočteny na jeden kus. Pro uvedení celkové síly je použita Pythagorova věta.

$$F_{\check{C}RnmR} = \frac{\sqrt{F_{\check{C}RxnmR}^2 + F_{\check{C}RynmR}^2}}{2}$$

$$F_{\check{C}RnmR} = \frac{\sqrt{271,8^2 + 83,1^2}}{2} \cdot 10^3 \quad (41)$$

$$F_{\check{C}RnmR} = 142,1 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{C}RnmR}$ – reakční síla působící v hlavním čepu od nabírání materiálu [N]

Při výpočtu asymetrického zatížení v hlavních čepech je postupováno obdobně.

$$F_{\check{C}RnmL} = \sqrt{F_{\check{C}RxnmL}^2 + F_{\check{C}RynmL}^2}$$

$$F_{\check{C}RnmL} = \sqrt{243,8^2 + 63^2} \cdot 10^3 \quad (42)$$

$$F_{\check{C}RnmL} = 251,8 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{C}RnmL}$ – reakční síla působící v levém hlavním čepu při nerovnoměrném nabírání materiálu [N]

$$F_{\check{C}RnmP} = \sqrt{F_{\check{C}RxnmP}^2 + F_{\check{C}RynmP}^2}$$

$$F_{\check{C}RnmP} = \sqrt{28^2 + 20,1^2} \cdot 10^3 \quad (43)$$

$$F_{\check{C}RnmP} = 34,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

kde: $F_{\check{C}RnmP}$ – reakční síla působící v pravém hlavním čepu [N]
při nerovnoměrném nabírání materiálu

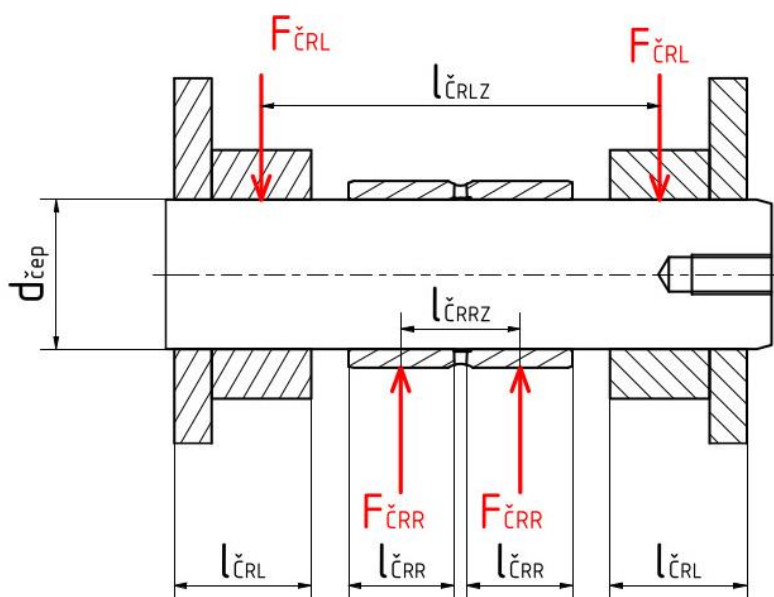
Čepy použité pro uchycení přímočarého hydromotoru jsou zatěžovány silou, která je uvedena v rovnici 36 a činí $F_{PHnm} = 138,1 \text{ kN}$. První čep je umístěn mezi uložením lopaty a pístním okem. Druhý čep spojuje válec hydromotoru s rámem vysokovýklopné lopaty.

15 KONTROLA ČEPŮ

V konstrukci vysokovýklopné lopaty je použito celkem 4 kusů čepů. Pro nižší požadavky na skladový polotovár je zvolen jednotný průměr čepů $d_{\text{čep}} = 60 \text{ mm}$. Pro zvýšení dlouhodobé spolehlivosti lopaty je zvolen povrchově kalený materiál 42CrMo4. Tyče tohoto materiálového složení jsou vyráběny v tolerančním rozměru f7 a převážně dodávány v tyčích o 6 m délky. Díky přesnému kalenému povrchu stačí během výroby čepu pouze zkrátit tyč na požadovaný rozměr a obrobit konce – zarovnění čel a sražení hran. Takto připravený polotovár čepu je připraven na svařovnu.

15.1 KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU

Výpočty je zjištěno, že k největšímu zatížení hlavních čepů dochází ve fázi nabírání materiálu. Za rovnoměrného nabírání materiálu lopatou, dochází jak u pravého, tak i u levého hlavního čepu ke stejnému zatížení, které vyplývá z rovnice 41. Je-li zatížení lopaty nerovnoměrné, dochází k vyššímu zatížení čepu blíže k místu zatížení, které je vyhodnoceno v Tab. 6. Rozměry hlavního čepu jsou znázorněny na Obr. 46.



Obr. 46 Zatížení hlavního čepu

U kontroly hlavního čepu je bráno největší zatížení, které nastává ve fázi rozrušování a nabírání materiálu. Největší síla působící na čep je počítána v rovnici 42. Velikost síly $F_{\text{čRnmL}} = 251,8 \cdot 10^3 \text{ N}$ se v Obr. 46 skládá ze dvou sil $F_{\text{čRL}}$, které jsou poloviční velikosti.

15.1.1 MĚRNÝ TLAK

Během používání lopaty dochází k rázům a cyklickému namáhání čepu na otlacení. V rovnici 44 je uveden základní vzorec pro měrný tlak. Kvalita konstrukce je závislá od použitých materiálů, které spolu přichází v kontakt, ale také na velikosti kontaktní

plochy $S_{stykč}$. U malých kontaktních ploch dochází k dřívějšímu vymačkání a strojník si stěžuje na klepavé zvuky při manipulaci s lopatou. Tento hluk mechanici odstraní vyměněním starého vymačkaného čepu za nový. Naleznou se i takové případy, kdy je osazení výrazně opotřebováno. Jediná možná oprava je realizována vyvložkováním nebo vyvařením díry a opětovného obrobení osazení. Z tohoto důvodu jsou v návrhu této vysokovýklopné lopaty použita vyměnitelná ocelová pouzdra.

$$p_{Mčep} = \frac{F_{toč}}{S_{stykč}} \quad (44)$$

kde: $S_{stykč}$ – styková plocha čepu [mm²]
 $p_{Mčep}$ – měrný tlak čepu [MPa]
 $F_{toč}$ – síla působící na čep [N]

Styk lopata – čep

$$p_{MčRL-č} = \frac{F_{čRnmL}}{2 \cdot l_{čRL} \cdot d_{čep}} \quad (45)$$

$$p_{MčRL-č} = \frac{251,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 55 \cdot 60}$$

$$p_{MčRL-č} = 38,2 \text{ MPa}$$

kde: $p_{MčRL-č}$ – měrný tlak čep – lopata [MPa]
 $l_{čRL}$ – šířka osazení čepu na lopatě [mm]
 $d_{čep}$ – průměr čepu [mm]

Bezpečnost

$$K_{MčL} = \frac{p_{MDov}}{p_{MčRL-č}}$$

$$K_{MčL} = \frac{110}{38,2} \quad (46)$$

$$K_{MčL} = 2,88$$

kde: $K_{MčL}$ – bezpečnost čepu na otláčení [-]
 p_{MDov} – dovolený tlak v stykových plochách [17] [MPa]

Styk rám – čep

$$p_{MčRR-č} = \frac{F_{čRnmL}}{2 \cdot l_{čRR} \cdot d_{čep}} \quad (47)$$

$$p_{MčRR-č} = \frac{251,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 48 \cdot 60}$$

$$p_{M\check{C}RR-\check{C}} = 43,7 \text{ MPa}$$

kde: $p_{M\check{C}RR-\check{C}}$ – měrný tlak čep-rám [MPa]
 $l_{\check{C}RR}$ – šířka osazení čepu v rámu [mm]

Bezpečnost

$$K_{M\check{C}R} = \frac{p_{MD}}{p_{M\check{C}RR-\check{C}}}$$

$$K_{M\check{C}R} = \frac{45}{43,7} \quad (48)$$

$$K_{M\check{C}R} = 1,03$$

kde: $K_{M\check{C}R}$ – bezpečnost čepu na otláčení [-]
 p_{MD} – dovolený tlak v stykových plochách [18] [MPa]

15.1.2 OHYB

Čep je kontrolován na namáhání ohybem.

Průřezový modul v ohybu

$$W_{O\check{C}ep} = \frac{\pi \cdot d_{\check{C}ep}^3}{32}$$

$$W_{O\check{C}ep} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} \quad (49)$$

$$W_{O\check{C}ep} = 21,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

kde: $W_{O\check{C}ep}$ – průřezový modul čepu [mm³]

Ohybový moment

$$M_{O\check{C}Rnm} = \frac{F_{\check{C}RnmL} \cdot (l_{\check{C}RLZ} - l_{\check{C}RRZ})}{4}$$

$$M_{O\check{C}Rnm} = \frac{251,8 \cdot 10^3 \cdot (150 - 50)}{4} \quad (50)$$

$$M_{O\check{C}Rnm} = 6,3 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde: $M_{O\check{C}Rnm}$ – ohybový moment čepu [Nmm]
 $l_{\check{C}RLZ}$ – vzdálenost středů ploch uložení pro čepy lopaty [mm]
 $l_{\check{C}RRZ}$ – vzdálenost působení sil $F_{\check{C}RR}$

Ohybové napětí

$$\sigma_{O\check{C}Rnm} = \frac{M_{O\check{C}Rnm}}{W_{O\check{C}ep}}$$

$$\sigma_{O\check{C}Rnm} = \frac{6,3 \cdot 10^6}{21,2 \cdot 10^3} \quad (51)$$

$$\sigma_{O\check{C}Rnm} = 297,2 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{O\check{C}Rnm}$ – ohybové napětí čepu [MPa]

Plocha průřezu čepu

$$S_{\check{C}ep} = \frac{\pi \cdot d_{\check{C}ep}^2}{4}$$

$$S_{\check{C}ep} = \frac{\pi \cdot 60^2}{4} \quad (52)$$

$$S_{\check{C}ep} = 2\,827,4 \text{ mm}^2$$

kde: $S_{\check{C}ep}$ – plocha průřezu čepu [mm²]

Smykové napětí

$$\tau_{O\check{C}Rnm} = \frac{F_{\check{C}RnmL}}{2 \cdot S_{\check{C}ep}}$$

$$\tau_{O\check{C}Rnm} = \frac{251,8 \cdot 10^3}{2 \cdot 2\,827,4} \quad (53)$$

$$\tau_{O\check{C}Rnm} = 44,5 \text{ MPa}$$

kde: $\tau_{O\check{C}Rnm}$ – smykové napětí čepu [MPa]

Bezpečnost

$$K_{\check{C}Rnm} = \frac{Re_{42CrMo4}}{\sigma_{O\check{C}Rnm}}$$

$$K_{\check{C}Rnm} = \frac{650}{297,2} \quad (54)$$

$$K_{\check{C}Rnm} = 2,19$$

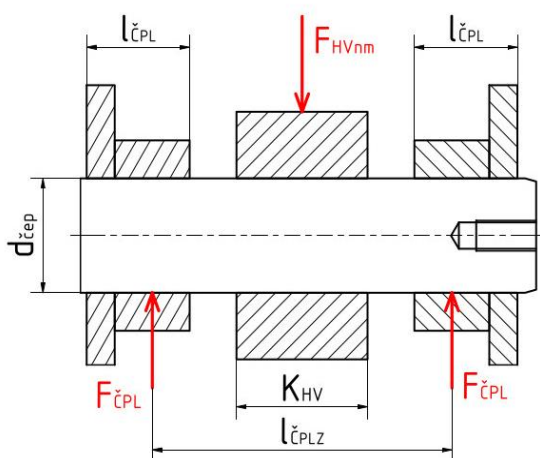
kde: $K_{\check{C}Rnm}$ – bezpečnost hlavního čepu [-]
 $Re_{42CrMo4}$ – mez kluzu udávána pro průměr 60 mm [MPa]
 v materiálovém listu [19]

15.2 KONTROLA ČEPŮ K UCHYCENÍ PH

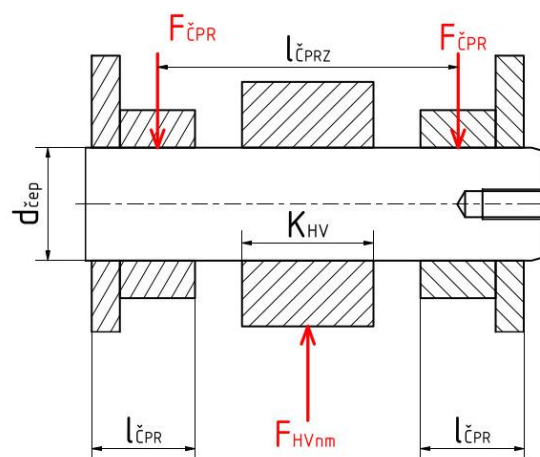
Zatížení působící na čepích během procesu vyklápění lopaty je nižší než při fázi nabírání materiálu. Vstupní hodnotou pro kontrolní výpočty v kapitole 15.2 je zatížení spočítané v rovnici 36 $F_{PHnm} = 138,1 \text{ kN}$.

15.2.1 MĚRNÝ TLAK

Výpočet měrného tlaku v oblastech uchycení přímočarého hydromotoru mezi lopatou a rámem vysokovýklopné lopaty.



Obr. 47 Zátížení čepu – uložení na lopatě



Obr. 48 Zátížení čepu – uložení na rámu

Styk lopata – čep

$$p_{M\check{C}PL-\check{C}} = \frac{F_{PHnm}}{2 \cdot l_{\check{C}PL} \cdot d_{\check{C}ep}}$$

$$p_{M\check{C}PL-\check{C}} = \frac{138,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 90 \cdot 60} \quad (55)$$

$$p_{M\check{C}PL-\check{C}} = 12,8 \text{ MPa}$$

kde: $p_{M\check{C}PL-\check{C}}$ – měrný tlak čep – lopata [MPa]
 $l_{\check{C}PL}$ – šířka osazení čepu na lopatě [mm]

Styk pístní kloubové ložisko – čep

$$p_{M\check{C}PP-\check{C}} = \frac{F_{PHnm}}{K_{HV} \cdot d_{\check{C}ep}}$$

$$p_{M\check{C}PP-\check{C}} = \frac{138,1 \cdot 10^3}{30 \cdot 60} \quad (56)$$

$$p_{MČPP-č} = 76,7 \text{ MPa}$$

$$\text{kde:} \quad p_{MČPP-č} - \text{měrný tlak čep – ložisko} \quad [\text{MPa}]$$

Styk uložení přímočarého hydromotoru – čep

$$p_{MČPR-č} = \frac{F_{PHnm}}{2 \cdot l_{čPR} \cdot d_{čep}} \quad (57)$$

$$p_{MČPR-č} = \frac{138,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 55 \cdot 60}$$

$$p_{MČPR-č} = 20,9 \text{ MPa}$$

$$\text{kde:} \quad p_{MČPR-č} - \text{měrný tlak čep – uložení PH} \quad [\text{MPa}]$$

$$l_{čPR} - \text{šířka osazení čepu na uložení PH} \quad [\text{mm}]$$

Bezpečnost

$$K_{MČP} = \frac{p_{MDov}}{p_{MČPP-č}}$$

$$K_{MČP} = \frac{110}{76,7} \quad (58)$$

$$K_{MČP} = 1,43$$

$$\text{kde:} \quad K_{MČP} - \text{bezpečnost čepu na otláčení k uchycení PH} \quad [-]$$

15.2.2 OHYB

Namáhání čepu ohybem.

Ohybový moment – uchycení v lopatě

$$M_{OČPLnm} = \frac{F_{PHnm} \cdot (l_{čPLZ} - \frac{K_{HV}}{2})}{4}$$

$$M_{OČPLnm} = \frac{138,1 \cdot 10^3 \cdot (158 - \frac{30}{2})}{4} \quad (59)$$

$$M_{OČPLnm} = 4,94 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\text{kde:} \quad M_{OČPLnm} - \text{ohybový moment čepu umístěného v lopatě} \quad [\text{Nmm}]$$

$$l_{čPLZ} - \text{vzdálenost mezi středy uložení pro čep v lopatě} \quad [\text{mm}]$$

Ohybový moment – uchycení na rámu

$$M_{OČPRnm} = \frac{F_{PHnm} \cdot (l_{ČPRZ} - \frac{K_{HV}}{2})}{4}$$

$$M_{OČPRnm} = \frac{138,1 \cdot 10^3 \cdot (123 - \frac{30}{2})}{4} \quad (60)$$

$$M_{OČPRnm} = 3,73 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

kde: $M_{OČPRnm}$ – ohybový moment čepu umístěného v rámu [Nmm]
 $l_{ČPRZ}$ – vzdálenost mezi středy uložení pro čep v rámu [mm]

Ohybové napětí – uchycení v lopatě

$$\sigma_{OČPLnm} = \frac{M_{OČPLnm}}{W_{Očep}}$$

$$\sigma_{OČPLnm} = \frac{4,94 \cdot 10^6}{21,2 \cdot 10^3} \quad (61)$$

$$\sigma_{OČPLnm} = 233,0 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{OČPLnm}$ – ohybové napětí čepu [MPa]

Ohybové napětí – uchycení na rámu

$$\sigma_{OČPRnm} = \frac{M_{OČPRnm}}{W_{Očep}}$$

$$\sigma_{OČPRnm} = \frac{3,73 \cdot 10^6}{21,2 \cdot 10^3} \quad (62)$$

$$\sigma_{OČPRnm} = 175,9 \text{ MPa}$$

kde: $\sigma_{OČPRnm}$ – ohybové napětí čepu [MPa]

Smykové napětí

$$\tau_{OČPnm} = \frac{F_{PHnm}}{2 \cdot S_{čep}}$$

$$\tau_{OČPnm} = \frac{138,1 \cdot 10^3}{2 \cdot 2\,827,4} \quad (63)$$

$$\tau_{OČPnm} = 24,4 \text{ MPa}$$

kde: $\tau_{OČPnm}$ – smykové napětí čepu [MPa]

Bezpečnost

$$K_{ČPnm} = \frac{Re_{42CrMo4}}{\sigma_{OČPLnm}}$$

$$K_{ČPnm} = \frac{650}{233} \quad (64)$$

$$K_{ČPnm} = 2,79$$

kde: $K_{ČPnm}$ – bezpečnost čepu pro uchycení PH [-]

16 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní kontrola konstrukce vysokovýklopné lopaty je provedena pomocí metody konečných prvků v MKP řešiči Nastran od společnosti MSC Software. Při řešení této úlohy je nastavena velikost prvku na 10 mm. Kvůli hardwarové náročnosti je model rozdělen do dvou částí. V první úloze je řešeno zatížení na vysokovýklopné lopatě, v druhé úloze je následně řešeno namáhání rámu od zatížení lopatou.

16.1 NAHRAZENÍ VAZEB

Výpočty jsou rozděleny do dvou úloh, kdy je nahrazeno spojení mezi lopatou a rámem – čepy. Vazba „pin“ v programu Nastran tento člen dostatečně nahradila. Nahrazené hlavní čepy ve vazbě přenáší radiální i axiální zatížení. U čepů mezi lopatou a PH i PH a rámem vysokovýklopné lopaty došlo k náhradě přenášející pouze radiální zatížení. Prvky přímočarého hydromotoru nejsou do simulace zahrnuty. Tvarové prvky, které nejsou nosnými konstrukčními prvky, jako jsou např. tvarové výpalky pro uchycení nosu apod. jsou z analýzy vynechány pro zjednodušení modelu.

16.2 ZATĚŽOVACÍ STAVY

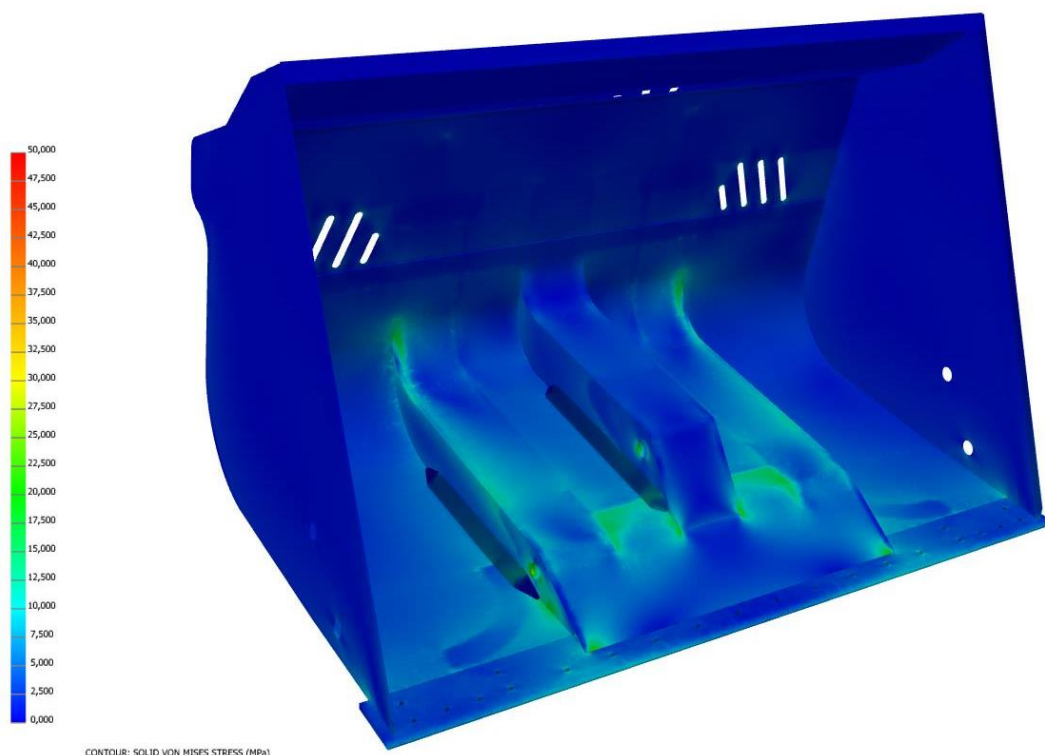
Zatěžovací stavy jsou uvedeny v Tab. 7. ZS1 – ZS3 simuluje rovnoměrné nabírání materiálu podél celého břitu. ZS4 – ZS6 znázorňuje dočišťování skladových ploch, kdy je materiál nabírán pouze krajním břitem.

Tab. 7 Zatěžovací stavy lopaty

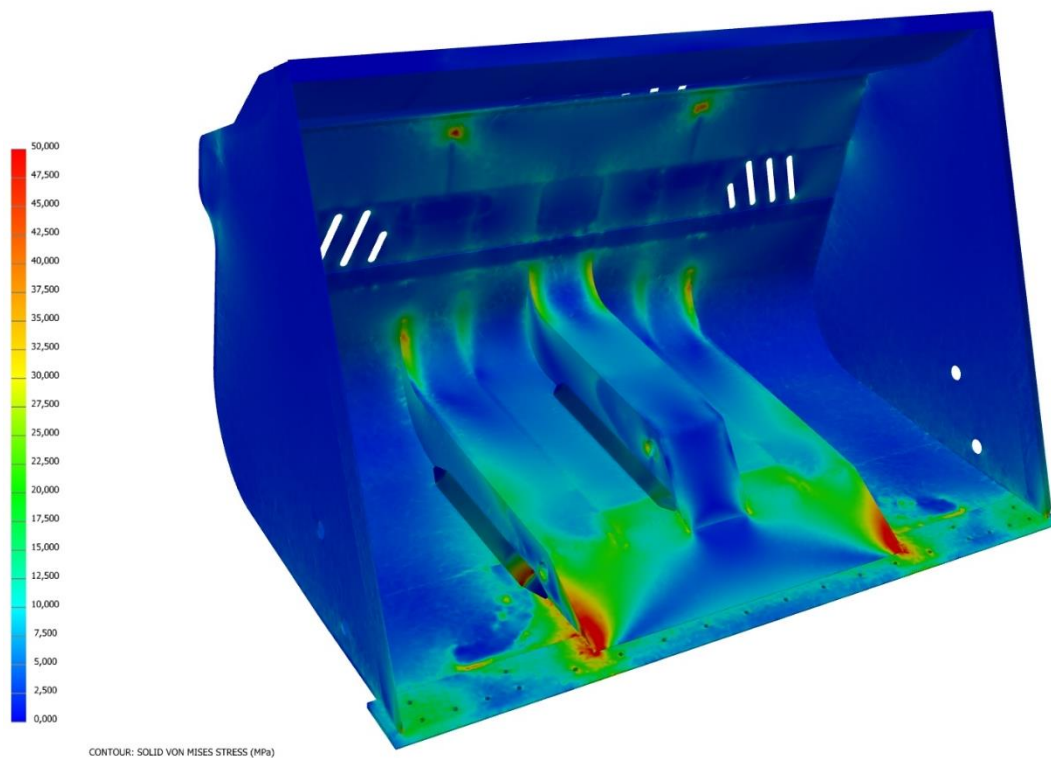
	Zatížení podbřitu podél celé řezné hrany	Zatížení řezné hrany krajního podbřitu
Zatížení rypnou silou $F_{RVVL} = 138,1 \cdot 10^3 \text{ N}$	ZS1	ZS4
Zatížení trhací silou $F_{VLVV} = 49 \cdot 10^3 \text{ N}$	ZS2	ZS5
Zatížení rypnou i trhací silou	ZS3	ZS6

16.3 ZATÍŽENÍ LOPATY

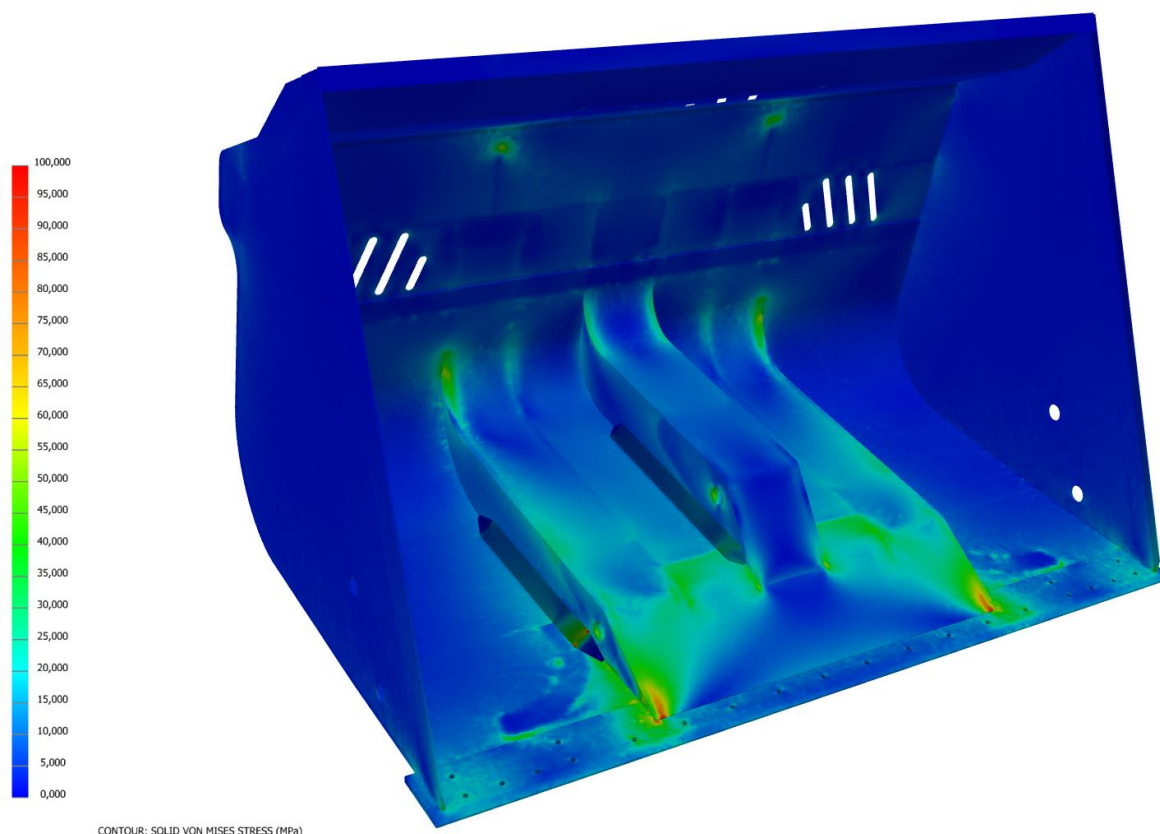
Zobrazení: napětí dle HMH – Average



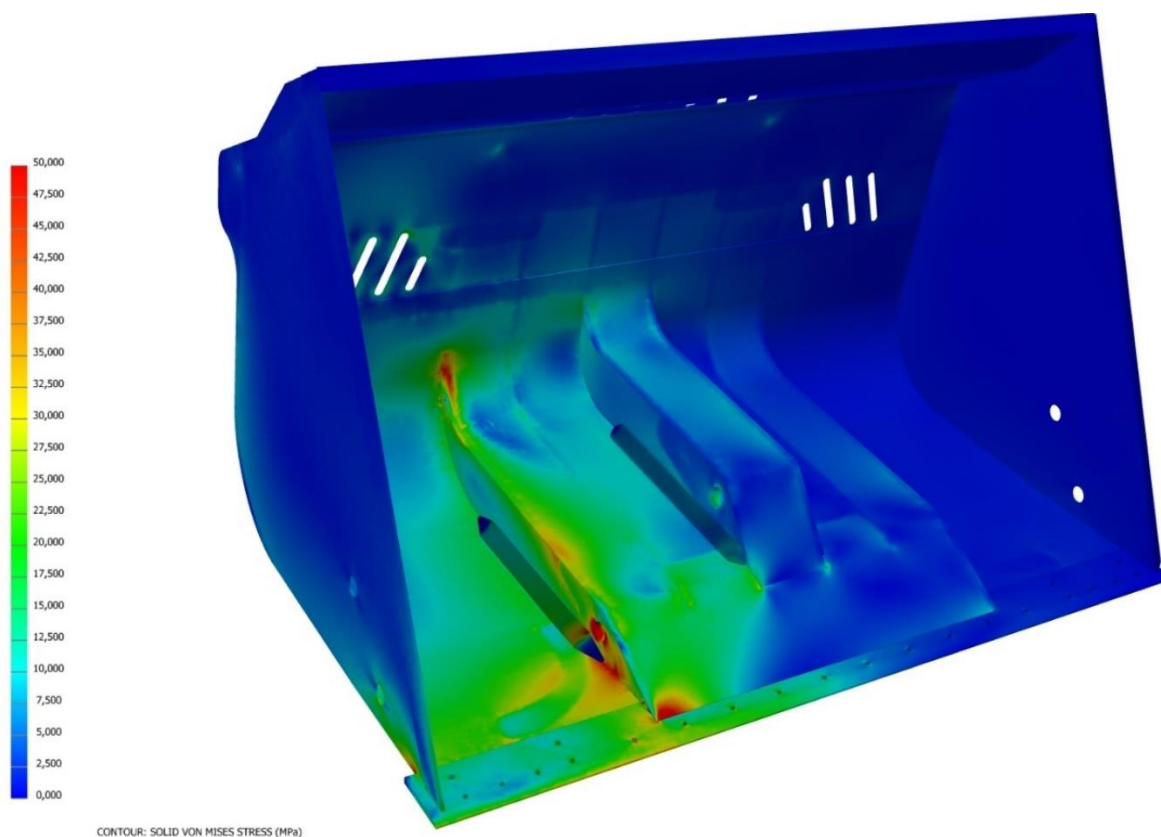
Obr. 49 Lopata – ZS1, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 37 MPa,
Legenda 0–50 MPa, maximální deformace 0,42 mm



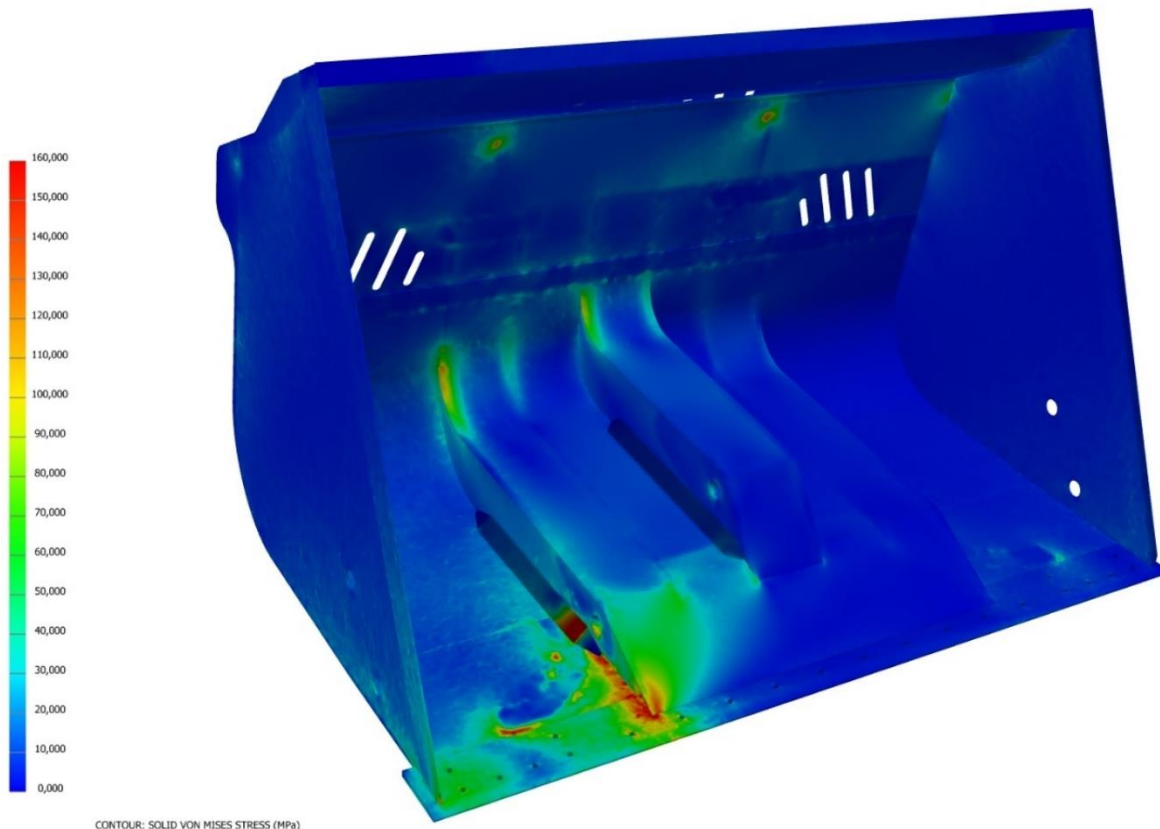
Obr. 50 Lopata – ZS2, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 64 MPa,
Legenda 0–50 MPa, maximální deformace 2,09 mm



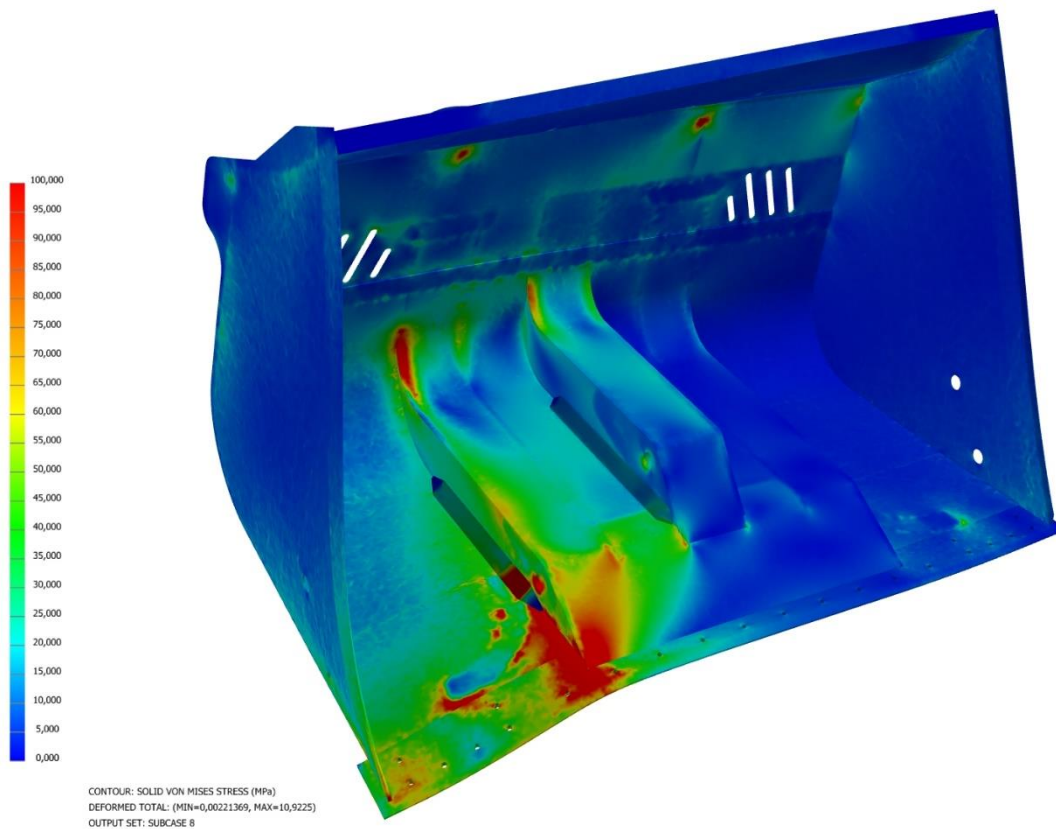
*Obr. 51 Lopata – ZS3, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 101 MPa,
Legenda 0–100 MPa, maximální deformace 2,51 mm*



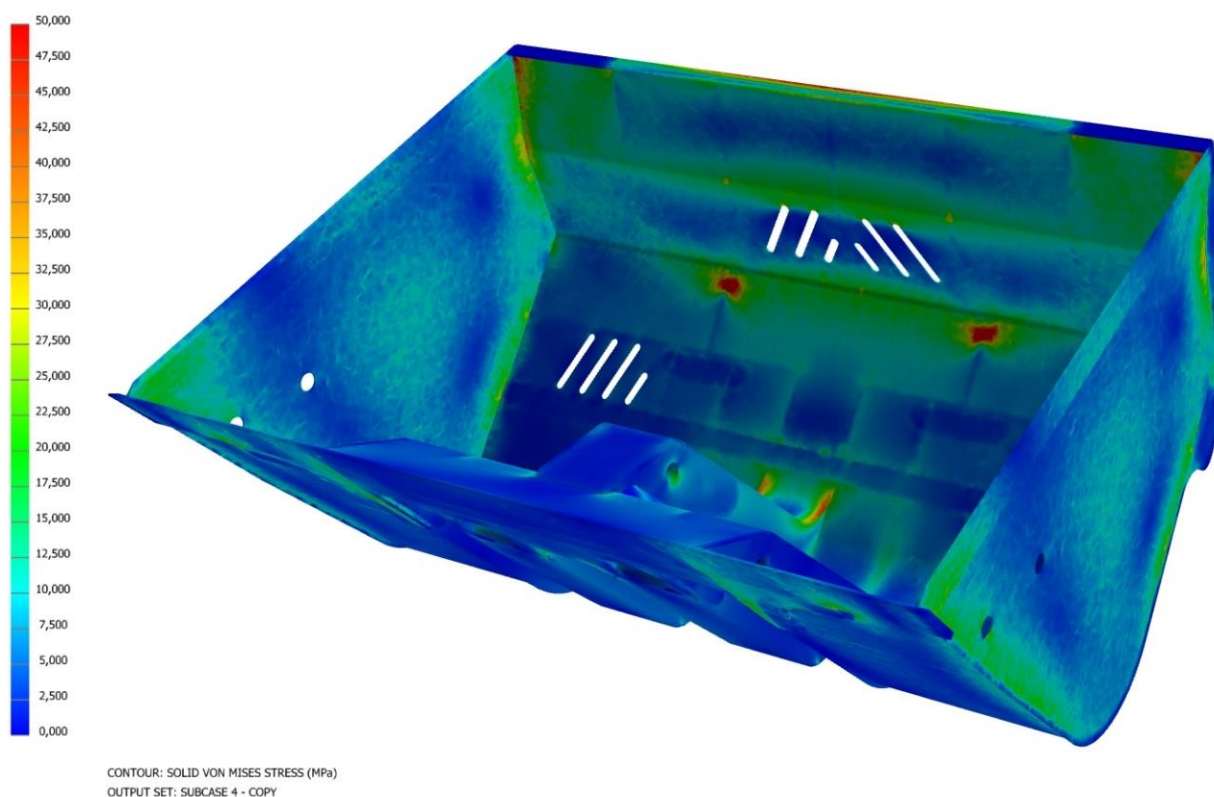
*Obr. 52 Lopata – ZS4, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 58 MPa,
Legenda 0–50 MPa, maximální deformace 1,31 mm*



*Obr. 53 Lopata – ZS5, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 216 MPa,
Legenda 0–160 MPa, maximální deformace 2,49 mm*



*Obr. 54 Lopata – ZS6, pohled PL – zobrazení deformace 25:1, maximální napětí 274 MPa,
Legenda 0–100 MPa, maximální deformace 10,97 mm*

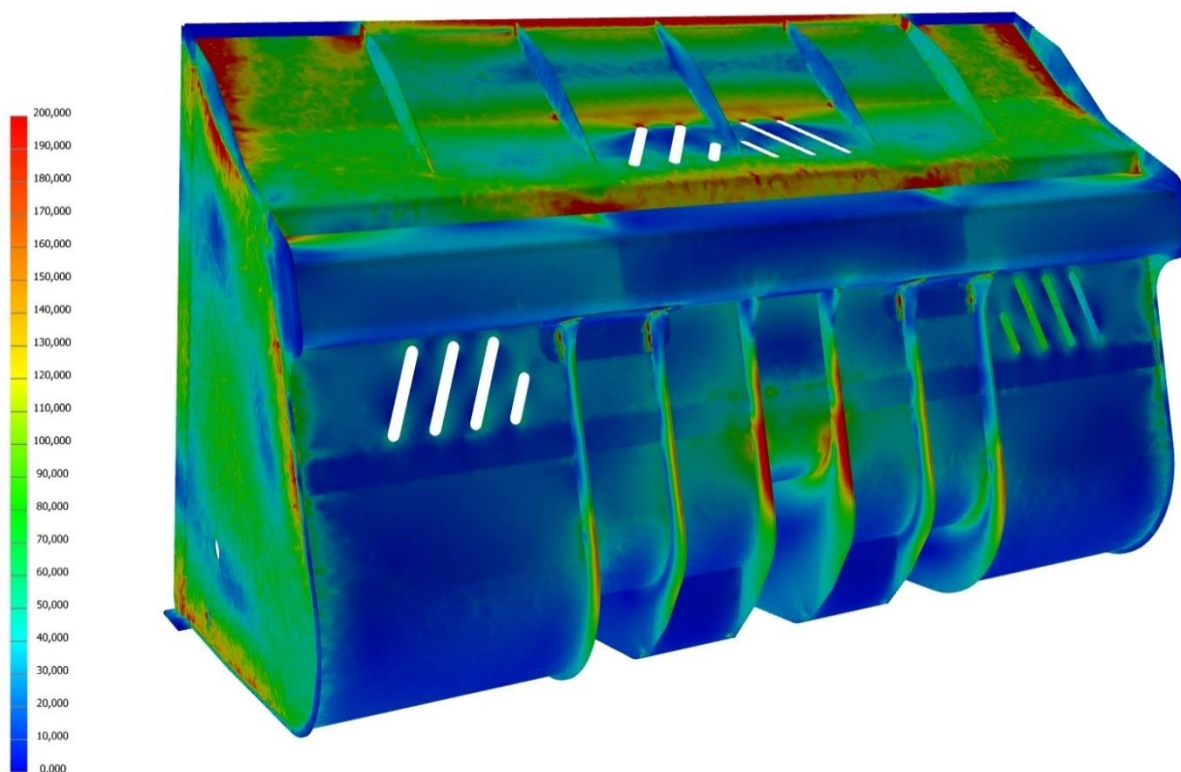
ZATÍŽENÍ LOPATY PŘI PŘEVOZU MATERIÁLU

Obr. 55 Lopata – převoz materiálu s naklopením na stroj, pohled BP – nedeformovaný stav, maximální napětí 118 MPa, Legenda 0–50 MPa, maximální deformace 6,31 mm

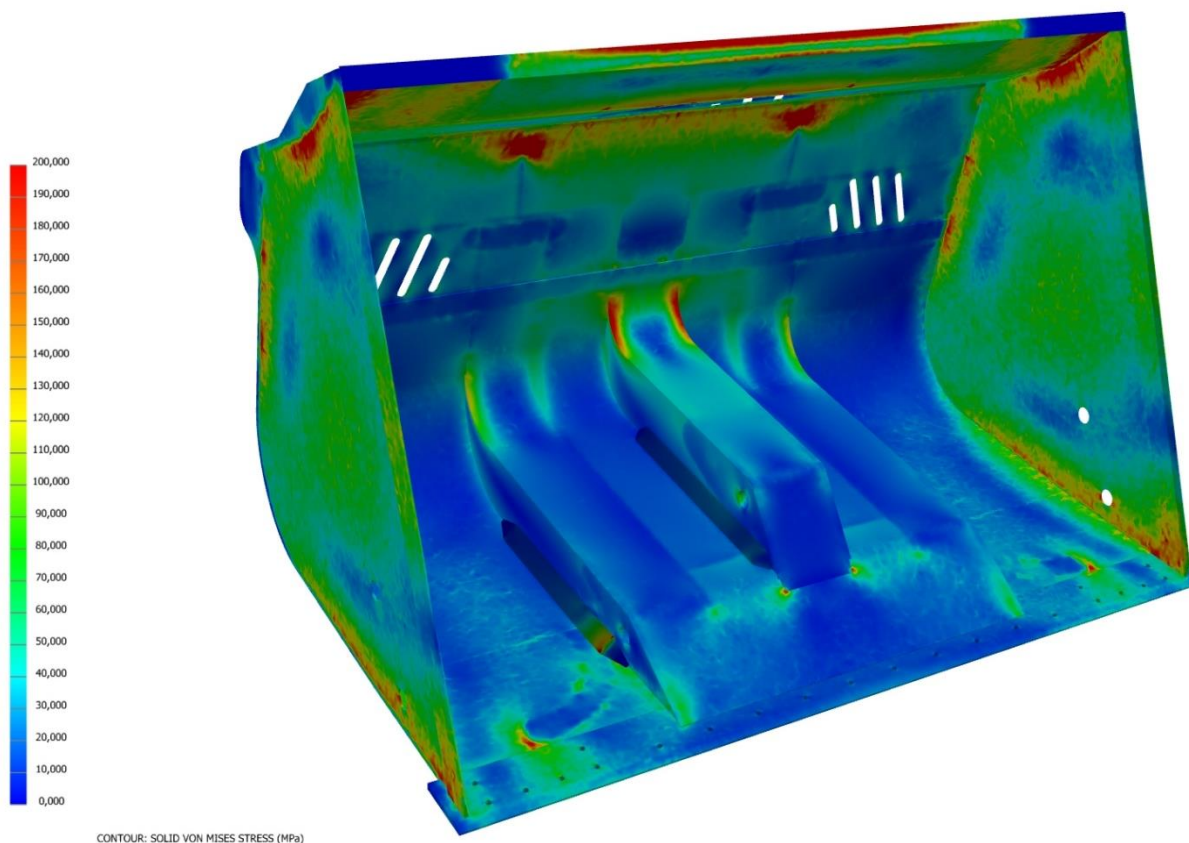
Materiál je nahrazen pro výpočetní model hydrostatickým tlakem.

NARAŽENÍ STROJE DO MATERIÁLU

Strojník může ztratit kontrolu nad strojem a najet vysokou rychlostí do materiálu. V tento moment na lopatu působí rypná síla, trhací síla a rypný odpor materiálu najednou. Působení materiálu je nahrazeno hydrostatickým tlakem.



Obr. 56 Lopata – náraz do materiálu, pohled ZP – nedeformovaný stav, maximální napětí 418 MPa, Legenda 0–200 MPa, maximální deformace 41,23 mm

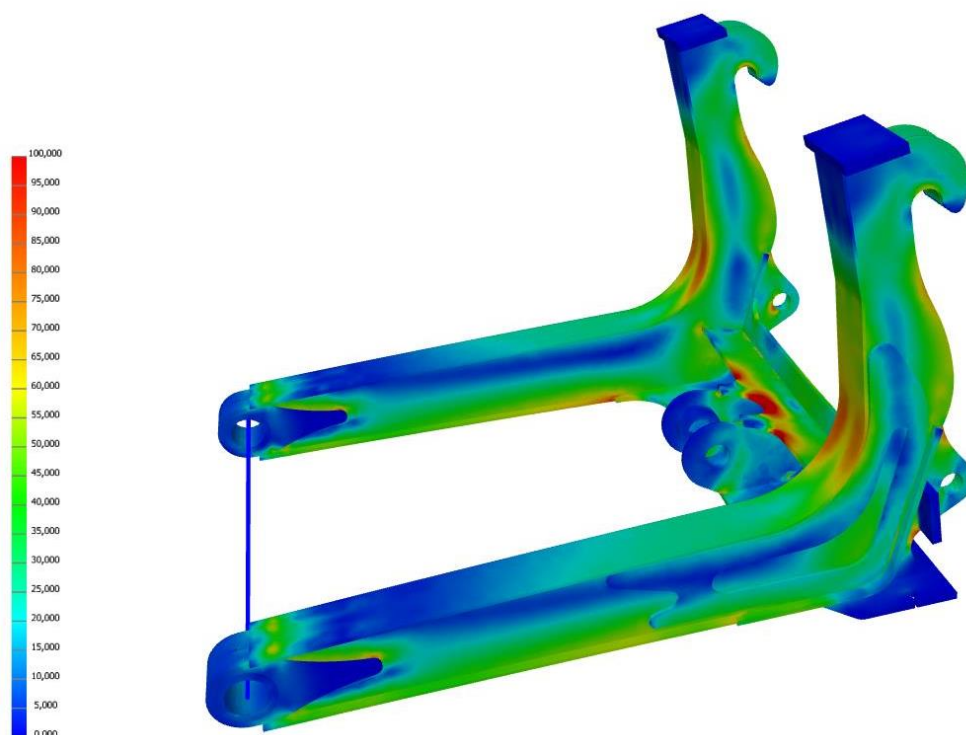


CONTOUR: SOLID VON MISES STRESS (MPa)

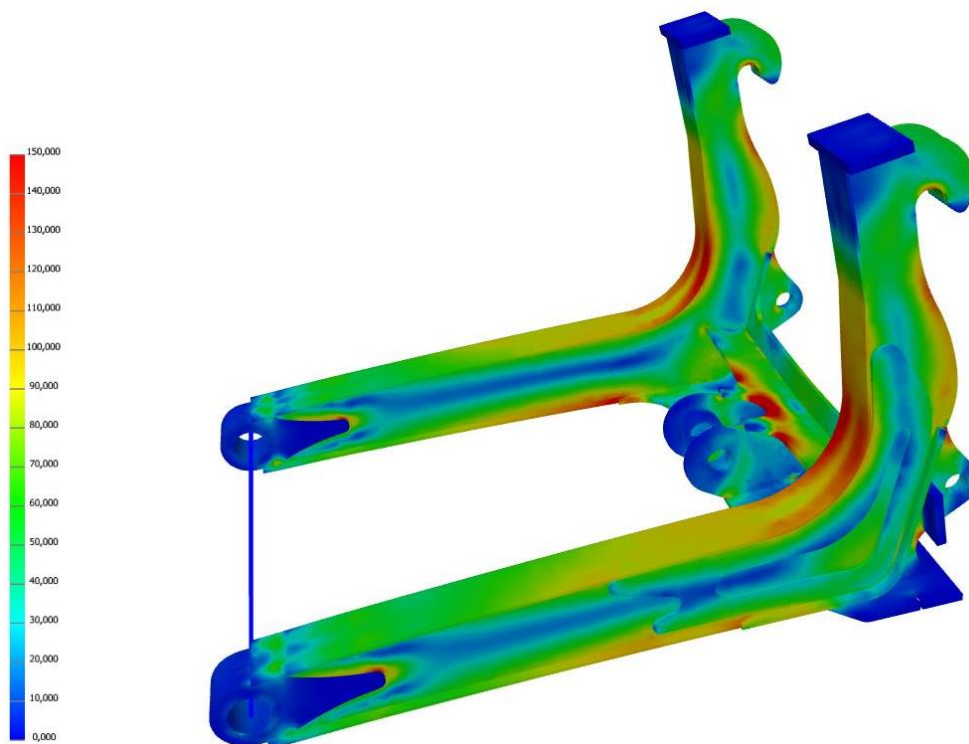
Obr. 57 Lopata – náraz do materiálu, pohled PL – nedeformovaný stav, maximální napětí 418 MPa, Legenda 0–200 MPa, maximální deformace 41,23 mm

16.4 ZATÍŽENÍ RÁMU

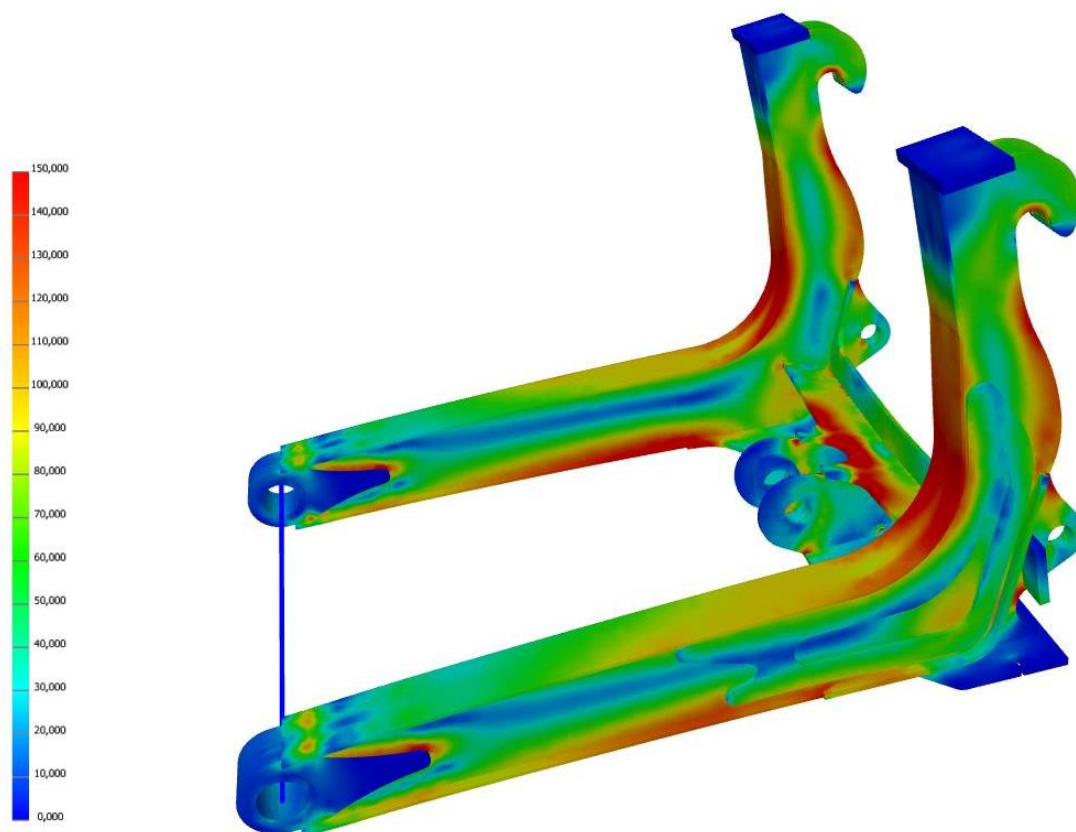
Zobrazení: napětí dle HMH – Average



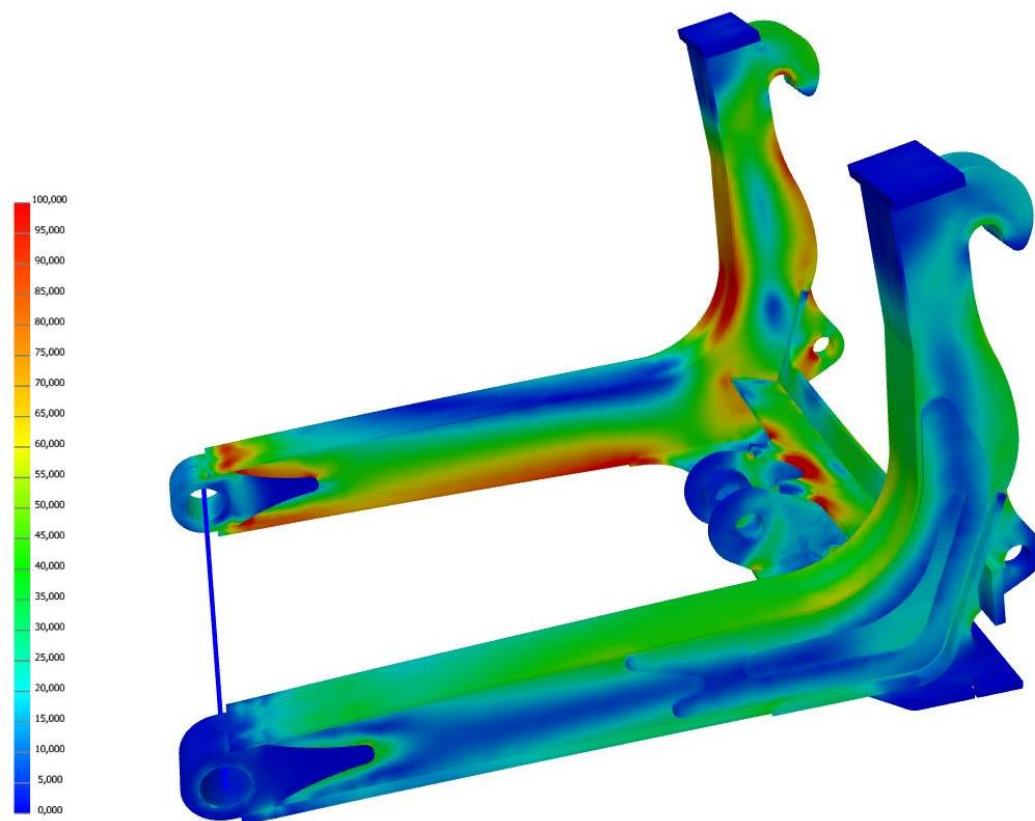
Obr. 58 Rám – ZS1, pohled BP – zobrazení deformace 10:1, maximální napětí 234 MPa, Legenda 0–100 MPa, maximální deformace 3,42 mm



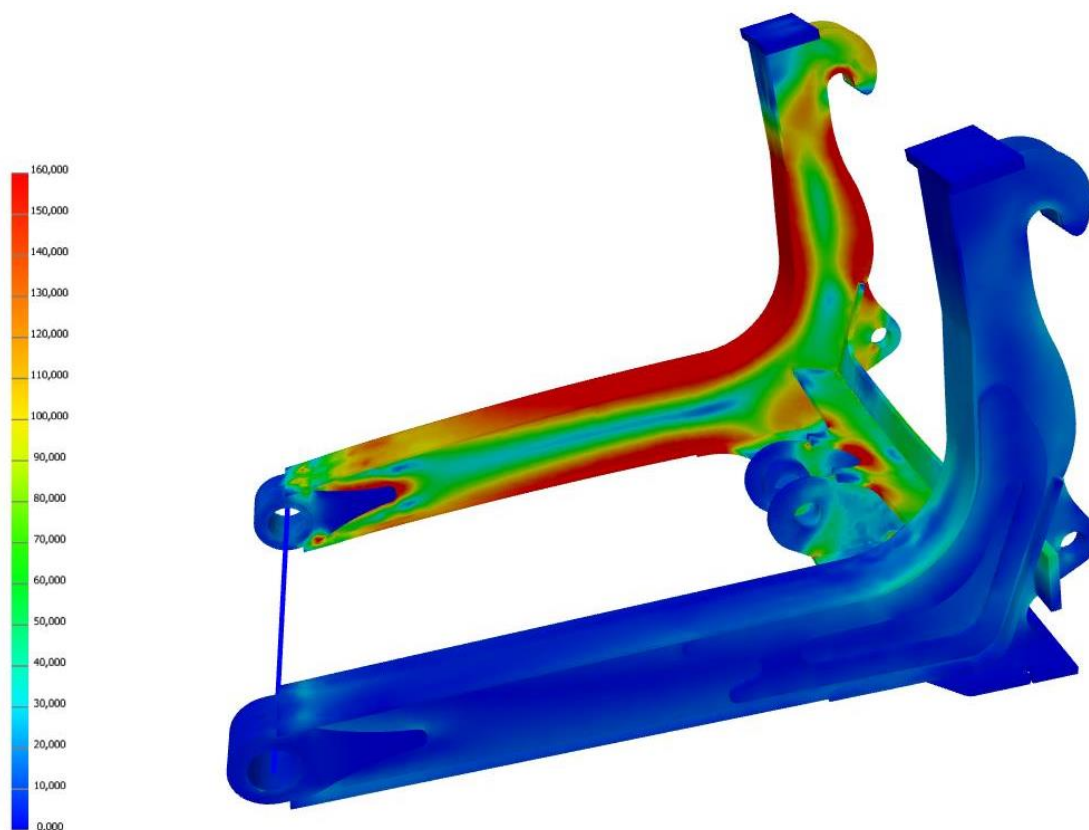
Obr. 59 Rám – ZS2, pohled BP – zobrazení deformace 10:1, maximální napětí 354 MPa, Legenda 0–150 MPa, maximální deformace 7,09 mm



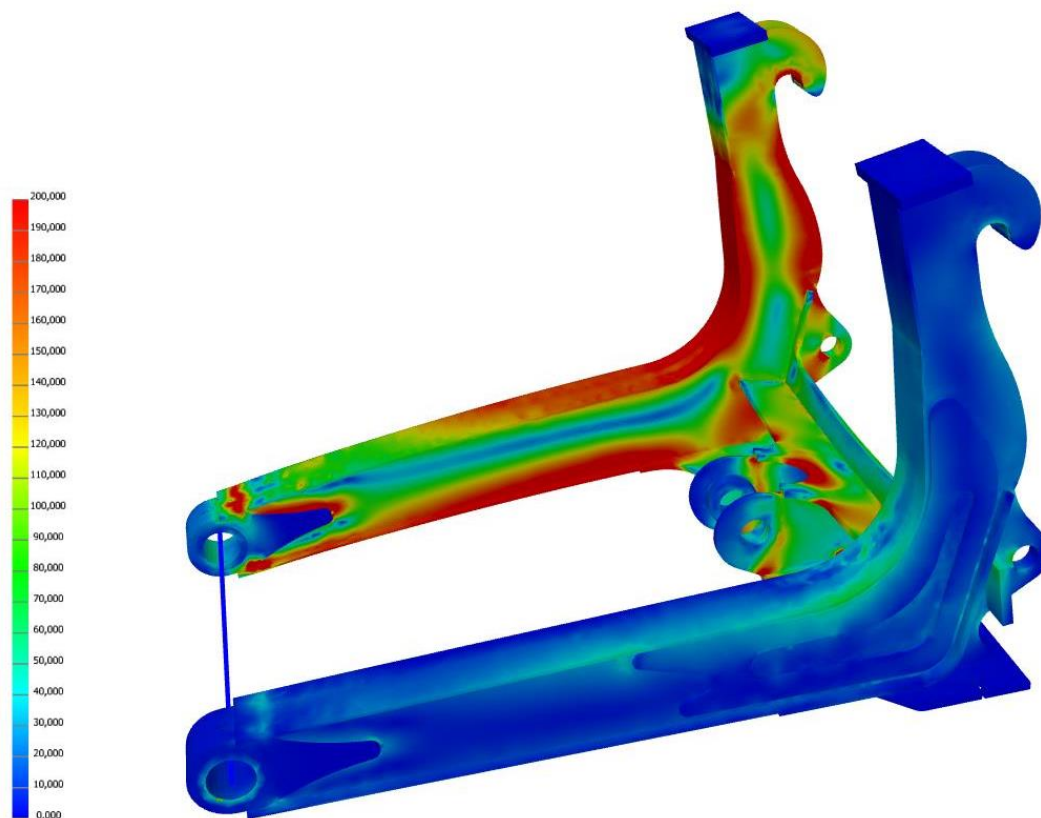
Obr. 60 Rám – ZS3, pohled BP – zobrazení deformace 10:1, maximální napětí 491 MPa,
Legenda 0–150 MPa, maximální deformace 8,61 mm



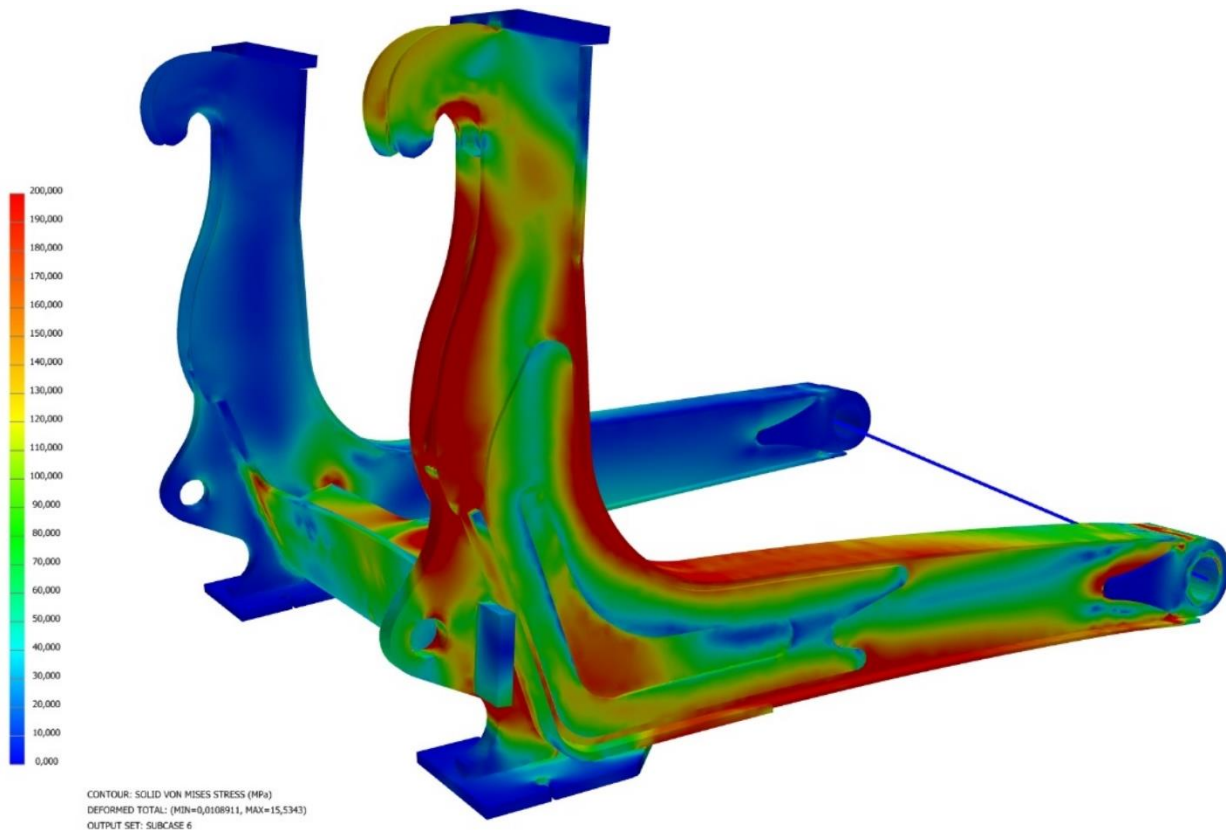
Obr. 61 Rám – ZS4, pohled BP – zobrazení deformace 10:1, maximální napětí 220 MPa,
Legenda 0–100 MPa, maximální deformace 4,14 mm



Obr. 62 Rám – ZS5, pohled BP – zobrazení deformace 10:1, maximální napětí 349 MPa,
Legenda 0–160 MPa, maximální deformace 13,32 mm



Obr. 63 Rám – ZS6, pohled BP – zobrazení deformace 15:1, maximální napětí 496 MPa,
Legenda 0–200 MPa, maximální deformace 15,53 mm



Obr. 64 Rám – ZS6, pohled ZL – zobrazení deformace 15:1, maximální napětí 496 MPa, Legenda 0–200 MPa, maximální deformace 15,53 mm

Za stavu ZS6 dochází v okolí krajního podbřítu lopaty a uložení hlavního čepu k napětí $\sigma_{MaxZS6} \sim 274 \text{ MPa}$. Maximální vychýlení nastává v levém rohu lopaty viz Obr. 54. Velikost deformace činí $\delta_{MaxZS6} = 10,97 \text{ mm}$.

Ve výpočtu koeficientu bezpečnosti je porovnáváno napětí s dovoleným napětím svařovaného materiálu SG2, jelikož v kritické oblasti se nachází svar.

$$K_{\sigma_{MaxZS6}} = \frac{Rp_{0,2SG2}}{\sigma_{MaxZS6}}$$

$$K_{\sigma_{MaxZS6}} = \frac{470}{274} \quad (65)$$

$$K_{\sigma_{MaxZS6}} = 1,72$$

kde:

$K_{\sigma_{MaxZS6}}$ – koeficient bezpečnosti při nabírání materiálu krajním podbřitem	[-]
$Rp_{0,2SG2}$ – mez kluzu svařovacího materiálu SG2	[MPa]
udávána výrobcem [20]	
σ_{MaxZS6} – zjištěné maximální napětí při nabírání materiálu krajním podbřitem	[MPa]

Pevnostní analýza upozornila na kritické místo rámu, kde nejvyšší hodnota $\sigma_{MaxRZS6} \sim 496 \text{ MPa}$. Oblasti s kritickým napětím se nachází na hraně tvarového výpalku domku mezi zavěšením. Při výrobě rámu je potřeba pálenou hranu přebrousit z hlediska únavové pevnosti.

$$K_{\sigma_{MaxRZS6}} = \frac{Re_{450}}{\sigma_{MaxRZS6}}$$

$$K_{\sigma_{MaxRZS6}} = \frac{1250}{496} \quad (66)$$

$$K_{\sigma_{MaxRZS6}} = 2,52$$

kde: $K_{\sigma_{MaxRZS6}}$ – koeficient bezpečnosti při zatížení rámu ZS6 [-]
 Re_{450} – mez kluzu Hardox 450 dle specifikace výrobce [21] [MPa]
 $\sigma_{MaxRZS6}$ – maximální napětí při zatížení rámu ZS6 [MPa]

ZÁVĚR

Výsledkem této závěrečné práce je konstrukční řešení vysokovýklopné lopaty s výrobními výkresy. Rám vysokovýklopné lopaty je tvarován na zavěšení pro rychloupínač Volvo WLA85345. Použití rychloupínače obsluze výrazně ušetří čas při výměně příslušenství. Při upnutí lopaty je od strojníka požadováno zapojení rychlospojek lopaty do přidavného hydraulického okruhu stroje. Mazací místa na rámu jsou přizpůsobena tak, aby zde byl co nejsnadnější přístup při co nejmenší námaze strojníka s případnou manipulací se strojem nebo příslušenstvím. Konstrukce lopaty je přizpůsobena technologickým možnostem výroby. Tvar korpusu lopaty s průhledy na břit přináší strojníkovi vyšší přehled při obsluze stroje a kontrolu nad nabíráním manipulovaného materiálu. Při manipulaci se sypkými materiály, např. obilím, lze tyto průhledy zacetit přidáním tvarových plechů.

Při navrhování konstrukce rámu je brán ohled na jednoduchost výroby a snížení hmotnosti konstrukce vysokovýklopné lopaty, kdy jsou použity vysokopevnostní plechy z materiálu Hardox 450. Lopata je navržena dle parametrů zadání ZP. Šířka lopaty přes břit činí 2 650 mm, jmenovitý objem lopaty 5 m³. Manipulovaným materiálem lopaty je dřevní štěrpk. Model vysokovýklopné lopaty je navržen v programu Autodesk Inventor 2021. Pevnostní analýza MKP je provedena v FEA řešiči MSC Nastran. Výkresová dokumentace je vyhotovena v programu Autodesk Inventor 2021. Výsledná práce je realizována 3D modelem, z něhož bude vyroben prototyp vysokovýklopné lopaty.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Vysokovýklopná lopata pro nakladač* [online]. V Brně, 2015 [cit. 2021-05-09]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=102975. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.
- [2] Rychle rostoucí dřeviny. *Ministerstvo zemědělství* [online]. 2014, 1 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: http://eagri.cz/public/web/file/419228/letak_rychle_rostouci_dreviny.pdf
- [3] Dřevní štěpka - Fakulta lesnická a dřevařská. In: *Česká zemědělská univerzita v Praze* [online]. [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: <https://www.fld.czu.cz/dl/47001?lang=cs>
- [4] NERUDA, Jindřich a Vladimír SIMANOV. *Technika a technologie v lesnictví*. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. ISBN ISBN978-80-7157-988-5.
- [5] Nové normy pro tuhá biopaliva již v platnosti. In: *TZB-info* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/normy-a-pravni-predpisy-vytapani/11997-nove-normy-pro-tuha-biopaliva-jiz-v-platnosti>
- [6] PERČOCHOVÁ, Michaela. *Rizika samovznícení pevných biopaliv*. Ostrava, 2015. Doktorská disertační práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta bezpečnostního inženýrství.
- [7] *ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA - Tuhá biopaliva – Stanovení sypané hmotnosti: ČSN EN ISO 17828 83 8215* [online]. In: . [cit. 2021-04-04]. Dostupné z: http://csnonlinefirmy.agentura-cas.cz/html_nahledy/83/500328/500328_nahled.htm
- [8] SIMANOV, Vladimír. *Dříví jako energetická surovina: Možné způsoby energetického využívání těžebního odpadu a dalších opomíjených zdrojů dříví*. Praha: Agrospoj, 1993. ISBN 80-708-4062-5.
- [9] NERUDA, Jindřich. *Technika a technologie v lesnictví: učební text pro předměty Technika a technologie v lesnictví, Základní procesy těžby a dopravy dříví, Technika a technologie lesní těžby a Technika a technologie dopravy dříví*. V Brně: Mendelova univerzita, 2013. ISBN ISBN978-80-7375-840-0.
- [10] SIMANOV, Vladimír. *Vývoj lesnické techniky v českých zemích v letech 1945-1992*. Praha: NZM, 2015. ISBN ISBN978-80-86874-63-0.
- [11] Tvar třísky a její vliv na průběh řezné síly, složka řezného odporu. *Stroje pro zemní práce* [online]. s. 21-36 [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/enrol/index.php?id=233629>
- [12] *Volvo Brochure Wheel Loader L60H L70H L90H Czech* [online]. In: . s. 1-21 [cit. 2021-03-15]. Dostupné z: <https://www.volvoce.com/europe/en/products/wheel->

loaders/l60h/

- [13] Volvo L60H. In: *Volvo Construction Equipment* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.volvoce.com/europe/en/products/wheel-loaders/l60h/#specifications>
- [14] ATTACHMENTS CATALOGUE l60F, l70F, l90F. In: *Volvo Construction Equipment* [online]. [cit. 2021-04-21]. Dostupné z: https://warrinmining.com.au/wp-content/uploads/2017/02/attachmentcatalogue_l60f_l70f_l90f_en_21_d.pdf
- [15] KAŠPÁREK, Jaroslav. Výpočet řezných a rypných odporů pracovních nástrojů. *Stroje pro zemní práce* [online]. s. 31-36 [cit. 2021-04-30]. Dostupné z: <https://moodle.vutbr.cz/enrol/index.php?id=233629>
- [16] MIKULČÁK, Jiří. *Matematické, fyzikální a chemické tabulky pro střední školy*. 3. vyd. Praha: Prometheus, 1995. Pomocné knihy pro žáky (Prometheus). ISBN 80-858-4984-4.
- [17] GREČENKO, Alexandr. *Strojní součásti I*. 3. vyd. Ústí nad Labem: Univerzita J.E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2007. ISBN 80-858-7044-847-2.
- [18] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Praha: Scientia, 1994. ISBN 80-858-2759-X.
- [19] Materiálový list 1.7225. In: *Bogner Edelstahl Czech Republic s.r.o.* [online]. [cit. 2021-05-02]. Dostupné z: https://www.bogner.cz/files/files/Materialovy_list_1.7225.pdf
- [20] Materiálový list Zander W - SG2. In: *WIRPO s.r.o.* [online]. [cit. 2021-05-03]. Dostupné z: <https://www.wirpo.cz/pridavne-materialy/produkty/373/>
- [21] Mechanické vlastnosti. In: *SSAB* [online]. [cit. 2021-05-03]. Dostupné z: <https://www.ssab.cz/products/brands/hardox/products/hardox-450>
- [22] GRAPTOR BUCKET. In: *AMI Attachments* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.amiattachments.com/product/graptor-bucket/>
- [23] Lžíce na čelní nakladač high tip bucket for Volvo L90. In: *Autoline* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://autoline.cz/-/prodej/lzice-na-celni-nakladac/high-tip-bucket-for-Volvo-L90--18011214432513313000>
- [24] Vysokovýklopná lopata Ulrich. In: *Ulrich Attachments Ltd* [online]. [cit. 2021-03-20]. Dostupné z: <https://www.ulrich.co.uk/products/loader-attachments/high-tip-bucket/>
- [25] FOTOS. In: *Oro* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <http://www.oro-hks.de/wp-content/uploads/2016/02/DSC00794-1030x773.jpg>
- [26] Dřevní štěpka - zelená, hnědá, bílá. In: *Biom.cz* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>

- [27] OSB desky – základní pojmy a časté otázky. In: *VEGA spol. s r.o.* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: <https://www.stavebnictvi3000.cz/clanky/osb-desky-zakladni-pojmy-a-caste-otazky>
- [28] New attachment bracket helps Volvo wheel loaders switch tasks with ease. In: *Volvo Construction Equipment* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.volvoce.com/global/en/news-and-events/press-releases/2014/new-attachment-bracket-helps-volvo-wheelloaders/>
- [29] Kolový nakladač Volvo L25F se zametačem Holms SL-2.0. In: *Bagry.cz* [online]. [cit. 2021-04-10]. Dostupné z: https://bagry.cz/clanky/vystavy/bauma_2013_kolove_a_pasove_nakladace/kolovy_nakladac_volvo_l25f_se_zametacem_holms_sl_2_0
- [30] PWM 202420 - kluzné pouzdro, vinuté vlákno. In: *INDUSTRIAL CZ, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: https://www.industrial.cz/pwm-202420--kluzne-pouzdro-vinute-vlakno-detail-LW60000101.aspx?gclid=Cj0KCQjwyN-DBhCDARIsAFOELTk8nRVTc_X9cwABC7eEp30RTJvV5nuP3Y0r1FZArvazdqYgJjV-5VYaAmLREALw_wcB
- [31] Vodicí pouzdra z bronzu bezúdržbová. In: *Norelem* [online]. [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.norelem.com/cz/cs/Produkty/P%C5%99ehled-v%C3%BDrobk%C5%AF/Syst%C3%A9my-a-komponenty-pro-v%C3%BDrobu-stroj%C5%AF-a-za%C5%99%C3%ADzen%C3%AD/23000-Spojky-Tuh%C3%A9-spojky-K%C3%B3nick%C3%A9-up%C3%ADnac%C3%AD-krou%C5%BEky-H%C5%99%C3%ADdelov%C3%A9-klouby-Z%C3%A1suvn%C3%A9-rychlospojky-Lo%C5%BEiska-T%C4%9Bsn%C4%9Bn%C3%AD/Kluzn%C3%A1-lo%C5%BEiska/23680-Vodic%C3%AD-pouzdra-z-bronzu-bez%C3%BAdr%C5%BEbov%C3%A1.html>
- [32] Katalog válce. In: *Charvát Group s.r.o.* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: <https://www.charvat-chs.cz/wp-content/uploads/katalog-v%C3%A1lce.pdf>
- [33] RAPR2 komplet. In: *Manver.cz* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: http://eshop.manver.cz/galerie/1_3592/rapr-426-9-plastove-telo-drzaku-trubek-original.jpg
- [34] Hydraulická rychlospojka Faster M3/4", ploché těsnění 3/4" - samice. In: *Kardanka.cz* [online]. [cit. 2021-04-19]. Dostupné z: https://www.kardanka.cz/_images/fullsize/aisplit-hydrau/hydraulicka-rychlospojka-faster-m3-4-ploche-tesneni-3-4-samice-2-1.jpg
- [35] HYDRAULIC CYLINDER PROTECTION. In: *Seal Saver* [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://cdn.sealsaver.com/images/seal-saver-protective-boots-in-four-different-materials.v3.png>
- [36] BENNA ALTO SCARICO CON UN CILINDRO. In: *MEC S.r.L* [online]. [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.mec.it/images/stories/benna-alto-scarico-con-un-cilindro.pdf>

04-10]. Dostupné z: <https://images.app.goo.gl/ooKaTmmHvuYqBgvc6>

- [37] LOPATA VYSOKOVÝKLOPNÁ. In: *EBF* [online]. [cit. 2021-05-04]. Dostupné z: <https://ebf-cz.com/wp-content/uploads/2019/04/Lopata-vysokovyklopna00011.jpg>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

b_{cut}	[mm]	šířka třísky
b_{cutVVL}	[mm]	šířka lopaty přes břit
$b_{L1,9}$	[mm]	vzdálenost břitu od zavěšení
$b_{L4,8}$	[mm]	vzdálenost břitu od zavěšení
b_{LVV}	[mm]	vzdálenost břitu od zavěšení
$D1_{PH}$	[mm]	Vnější průměr válce
$d1_{PH}$	[mm]	vnitřní průměr kloubového ložiska
$d_{\check{c}ep}$	[mm]	průměr čepu
d_{PH}	[mm]	průměr pístní tyče
D_{PH}	[mm]	vnitřní průměr válce
E_{PH}	[mm]	šířka pístního oka
$f_{\theta P-B}$	[-]	statický součinitel smykového tření pryž – beton
$F_{\check{C}RL}$	[N]	poloviční síla $F_{\check{C}RnmL}$
$F_{\check{C}RnmL}$	[N]	reakční síla působící v levém hlavním čepu při nerovnoměrném nabírání materiálu
$F_{\check{C}RnmP}$	[N]	reakční síla působící v pravém hlavním čepu při nerovnoměrném nabírání materiálu
$F_{\check{C}RnmR}$	[N]	reakční síla působící v hlavním čepu od nabírání materiálu
$F_{\check{C}RR}$	[N]	poloviční síla $F_{\check{C}RnmL}$
$F_{\check{C}Rx}$	[N]	reakční síla v hlavních čepích v ose x
$F_{\check{C}RxnmL}$	[N]	reakční síla působící v levém hlavním čepu od nabírání materiálu v ose x
$F_{\check{C}RxnmP}$	[N]	reakční síla působící v pravém hlavním čepu od nabírání materiálu v ose x
$F_{\check{C}RxnmR}$	[N]	reakce hlavních čepů v ose x při rovnoměrném nabírání materiálu
$F_{\check{C}Ry}$	[N]	reakční síla v hlavních čepích v ose y
$F_{\check{C}RynmL}$	[N]	reakční síla působící v levém hlavním čepu od nabírání materiálu v ose y
$F_{\check{C}RynmP}$	[N]	reakční síla působící v pravém hlavním čepu od nabírání materiálu v ose y
$F_{\check{C}RynmR}$	[N]	reakce hlavních čepů v ose y při rovnoměrném nabírání materiálu
F_{PH}	[N]	síla PH
F_{PHnm}	[N]	síla potřebná při nabírání materiálu v PH
F_{PHV}	[N]	maximální síla při vysouvání pístní tyče
F_{PHv}	[N]	síla potřebná k vyklopení lopaty
F_{PHZ}	[N]	maximální síla při zasouvání pístní tyče
F_{Rcut}	[N]	řezná síla
F_{rser}	[N]	rypná síla
F_{RVVL}	[N]	rypná síla vysokovýklopné lopaty

F_{TNM}	[N]	tažná síla stroje s příslušenstvím
$F_{toč}$	[N]	síla působící na čep
$F_{VL1,9}$	[N]	trhací síla lopaty
$F_{VL4,8}$	[N]	trhací síla lopaty
F_{VLVV}	[N]	trhací síla lopaty
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G_{L60}	[N]	tíhová síla stroje Volvo L60H
G_{SL}	[N]	tíhová síla stroje s vysokovýklopnou lopatou
G_{TLDS}	[N]	tíhová síla lopaty s materiálem
G_{VVL}	[N]	tíhová síla vysokovýklopné lopaty
h_{cut}	[mm]	výška třísky
h_{cutVVL}	[mm]	výška lopaty od břitu
H_{L60}	[mm]	výsypná výška stroje
H_{L60VVL}	[mm]	výsypná výška stroje s VVL
k_{cut}	[Mpa]	měrný řezný odpor
$K_{ČPnm}$	[-]	bezpečnost čepu pro uchycení PH
$K_{ČRnm}$	[-]	bezpečnost hlavního čepu
$K_{MČL}$	[-]	bezpečnost čepu na otláčení
$K_{MČP}$	[-]	bezpečnost čepu na otláčení k uchycení PH
$K_{MČR}$	[-]	bezpečnost čepu na otláčení
K_{PH}	[mm]	šířka kloubového ložiska
k_{ser}	[Mpa]	měrný rypný odpor
$K_{σMaxZS6}$	[-]	koeficient bezpečnosti při nabírání materiálu krajním podbřitem
$K_{σMaxRZS6}$	[-]	koeficient bezpečnosti při zatížení rámu ZS6
$l_{ČLZ}$	[mm]	vzdálenost mezi středy uložení pro čep v lopatě
$l_{ČPL}$	[mm]	šířka osazení čepu na lopatě
$l_{ČPR}$	[mm]	šířka osazení čepu na uložení PH
$l_{ČPRZ}$	[mm]	vzdálenost mezi středy uložení pro čep v rámu
$l_{ČRL}$	[mm]	šířka osazení čepu na lopatě
$l_{ČRLZ}$	[mm]	vzdálenost středů ploch uložení pro čepy lopaty
$l_{ČRR}$	[mm]	šířka osazení čepu v rámu
$l_{ČRZ}$	[mm]	vzdálenost působení sil $F_{ČRR}$
L_{L60VVL}	[mm]	celková pracovní výška stroje s přídatným zařízením
L_{PH}	[mm]	minimální délka mezi čepy
$M_{ČR}$	[Nmm]	moment působící v bodě Č _R
m_{DS}	[kg]	hmotnost dřevní štěpky
$M_{KL1,9 0°}$	[kg]	klopné zatížení přímého směru
$M_{KL1,9 35°}$	[kg]	klopné zatížení při natočení 35°

$M_{KL4,8\ 0^\circ}$	[kg]	klopné zatížení přímého směru
$M_{KL4,8\ 35^\circ}$	[kg]	klopné zatížení při natočení 35°
m_L	[kg]	hmotnost lopaty
m_{L60}	[kg]	hmotnost stroje Volvo L60H
$M_{OČPLnm}$	[Nmm]	ohybový moment čepu umístěného v lopatě
$M_{OČPRnm}$	[Nmm]	ohybový moment čepu umístěného v rámu
$M_{OČRnm}$	[Nmm]	ohybový moment čepu
M_{OR}	[Nmm]	moment v bodě O_R
M_{PH}	[inch]	velikost vnitřního závitu šroubení
m_{PH}	[kg]	hmotnost přímočarého hydromotoru
m_R	[kg]	hmotnost rámu
$M_{VL1,9}$	[Nmm]	trhací moment
$M_{VL4,8}$	[Nmm]	trhací moment
M_{VL60}	[Nmm]	trhací moment
m_{VVL}	[kg]	celková hmotnost vysokovýklopné lopaty
O_R		osa rotace
PH		přímočarý hydromotor
p_{jHO}	[Mpa]	jmenovitý pracovní tlak v přidavném hydraulickém okruhu stroje
P_{L60}	[°]	úhel zaklopení rychloupínače na nakladač
$p_{Mčep}$	[Mpa]	měrný tlak čepu
$p_{MČPL-Č}$	[Mpa]	měrný tlak čep – lopata
$p_{MČPP-Č}$	[Mpa]	měrný tlak čep – ložisko
$p_{MČPR-Č}$	[Mpa]	měrný tlak čep – uložení PH
$p_{MČRL-Č}$	[Mpa]	měrný tlak čep-lopata
$p_{MČRR-Č}$	[Mpa]	měrný tlak čep – rám
p_{MD}	[Mpa]	dovolený tlak v stykových plochách
p_{MDov}	[Mpa]	dovolený tlak v stykových plochách
p_{zHV}	[Mpa]	zkušební tlak PH
$Re_{42CrMo4}$	[Mpa]	mez kluzu udávána pro průměr 60 mm v materiálovém listu
Re_{450}	[Mpa]	mez kluzu Hardox 450 dle specifikace výrobce
R_P	[mm]	vzdálenost oka pístní tyče od O_R
$R_{p0,2SG2}$	[Mpa]	zjištěné maximální napětí při nabírání materiálu krajním podbřitem
R_{TLDS}	[mm]	vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS}
S_{cut}	[mm ²]	plocha třísky
S_{cutVVL}	[mm ²]	plocha záběru lopaty
$S_{čep}$	[mm ²]	plocha průřezu čepu
S_{PHV}	[mm ²]	činná plocha PH při vysouvání
S_{PHZ}	[mm ²]	činná plocha PH při zasouvání

$S_{\text{stykč}}$	[mm ²]	styková plocha čepu
T_{LDS}	[mm]	poloha těžiště lopaty s materiálem
T_{xDS}	[mm]	poloha těžiště manipulovaného materiálu v ose x
T_{xL}	[mm]	poloha těžiště lopaty v ose x
T_{xLDS}	[mm]	poloha těžiště lopaty s materiálem v ose x
T_{yDS}	[mm]	poloha těžiště manipulovaného materiálu v ose y
T_{yL}	[mm]	poloha těžiště lopaty v ose y
T_{yLDS}	[mm]	poloha těžiště lopaty s materiálem v ose y
V_E	[mm ³]	objem navršeného materiálu
V_r	[mm ³]	jmenovitý objem lopaty
v_R	[m·s ⁻¹]	maximální řezná rychlost
V_S	[mm ³]	objem lopaty
VVL		vysokovýklopná lopata
$W_{Očep}$	[mm ³]	průřezový modul čepu
X_B	[mm]	vzdálenost v ose x mezi působištem síly F_{VLVV} a hlavními čepy \check{C}_R
X_{TLDS}	[mm]	vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS} v ose x
Y_B	[mm]	vzdálenost v ose y mezi působištem síly F_{VLVV} a hlavními čepy \check{C}_R
Y_{GTPL60}	[mm]	vodorovná vzdálenost působení tíhové síly od bodu O_R
Y_{TLDS}	[mm]	vzdálenost mezi body O_R a T_{LDS} v ose y
ZP		závěrečná práce
Z_{PH}	[mm]	zdvih
α_{BR}	[°]	úhel mezi břitem a normálou R_P
α_{PH}	[°]	úhel mezi písní tyčí a normálou R_P
α_{TT}	[°]	úhel natočení těžiště
α_{VVL}	[°]	úhel pootočení lopaty vůči rámu
ρ_{DS}	[kg·m ⁻³]	sypná hmotnost dřevní štěpky
$\sigma_{MaxRZS6}$	[Mpa]	maximální napětí při zatížení rámu $ZS6$
σ_{MaxZS6}	[Mpa]	zjištěné maximální napětí při nabírání materiálu krajním podbřitem
$\sigma_{OČPLnm}$	[Mpa]	ohybové napětí čepu
$\sigma_{OČPRnm}$	[Mpa]	ohybové napětí čepu
$\sigma_{OČRnm}$	[Mpa]	ohybové napětí čepu
$\tau_{OČPnm}$	[Mpa]	smykové napětí čepu
$\tau_{OČRnm}$	[Mpa]	smykové napětí čepu

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1.	Zavěšení PH	PS_DP_2021-31
Příloha 2.	Čep 180	PS_DP_2021-42
Příloha 3.	Pouzdro	PS_DP_2021-64
Příloha 4.	Podsestava rámu	PS_DP_2021-101
Příloha 5.	Lopata vysokovýklopná – Volvo L60H - 2650	PS_DP_2021-103